

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Alen Miklik

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Alen Miklik

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svojem mentoru, doc. dr. sc. Momiru Sjeriću koji je u bilo kojem trenutku bio ovdje za mene, pomagao mi kada ne bih znao krenuti dalje ili interpretirati rezultate.

Također se zahvaljujem svojim roditeljima i najbližim prijateljima koji su bili uz mene u dobrim, ali i teškim trenucima kroz moj studij.

Alen Miklik



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Alen Miklik**

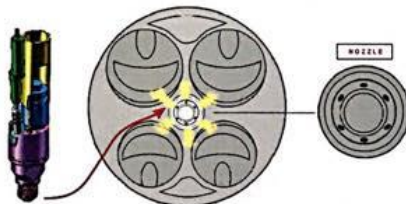
Mat. br.: 0035201978

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Simulacija radnog ciklusa Ottovog motora s pretkomorom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Cycle-Simulation of Pre-Chamber Spark Ignition Engine**

Opis zadatka:

U posljednjih nekoliko godina Ottovi motori s pretkomorom dobivaju sve veći značaj zbog postizanja većeg efektivnog stupnja djelovanja tj. manje potrošnje goriva. Zbog načina paljenja smjese goriva i zraka u glavnom prostoru izgaranja, ovakav sustav još se naziva i „Turbulent Jet Ignition – TJI“ sustav. U okviru završnog rada potrebno je numerički usporediti značajke rada klasičnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom koji imaju isti radni volumen, a primjenom komercijalnog programskog paketa AVL BOOST™. Za simulaciju procesa izgaranja u oba slučaja potrebno je primijeniti kvazi-dimenzijske modele izgaranja koji su dostupni u komercijalnoj verziji simulacijskog programa.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Odabrati Ottov motor te izraditi i opisati simulacijski model koji će se koristiti u analizi.
- Provesti kalibraciju konstanti modela izgaranja za slučaj klasičnog Ottovog motora.
- Primijeniti postojeći model izgaranja s pretkomorom, napraviti analizu osjetljivosti modela izgaranja na njegove ulazne konstante te provesti kalibraciju konstanti pod-modela turbulencije.
- Usporediti značajke rada motora i emisije dušikovih oksida pri čemu je potrebno za slučaj rada motora s pretkomorom provesti simulaciju s istim početnim uvjetima kao i kod klasičnog Ottovog motora te nakon toga uz korekciju rubnih uvjeta (tlaka usisa) kako bi se ostvarila ista snaga motora.
- Iznijeti zaključke o ostvarenim simulacijskim rezultatima i njihovoj usporedbi.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnoga rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2017.

Rok predaje rada:

1. rok: 23. veljače 2018.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.
3. rok: 21. rujna 2018.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.
3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA	VI
KRATICE.....	IX
SAŽETAK.....	X
SUMMARY	XI
1. UVOD	1
2. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM	3
2.1. Odabir i princip rada konvencionalnog Ottovog motora	3
2.2. Princip rada Ottovog motora s pretkomorom.....	5
2.2.1. Eksperimentalna analiza.....	8
3. SIMULACIJE RADNOG CIKLUSA MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM	11
3.1. Komercijalni programski paket AVL BOOST™.....	11
3.2. Fraktalni model izgaranja.....	12
3.2.1. Konstante fraktalnog modela i K-k pod-modela turbulencije	15
3.2.1.1. Konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign}	15
3.2.1.2. Prijelazni radijus fronte plamena $r_{f,ref}$	15
3.2.1.3. Produksijska konstanta turbulencije c_t i parametar opadanja turbulencije c_L	16
3.2.1.4. Eksponent omjera gustoće m	17
3.2.1.5. Udio izgorjele smjese w_2	17
3.2.1.6. Eksponent laminarne brzine plamena d	17
3.2.2. Definiranje geometrije prostora izgaranja i položaja svjećice	17
3.3. Model izgaranja s pretkomorom (eng. <i>PCSI- Pre-Chamber Spark Ignition</i>)	19
3.3.1. Konstante turbulentnih veličina	20
3.3.1.1. Konstanta tlačenja C_{squish}	21
3.3.1.2. Konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl}	21
3.3.1.3. Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf}	21
3.3.1.4. Konstanta disipacije C_D	21
3.3.1.5. Konstanta kompresije C_C	22
3.3.1.6. Konstanta protoka kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$	22

3.3.1.7. Konstanta razine turbulencije C_{TL}	22
3.3.2. Konstante PCSI modela izgaranja.....	22
3.3.2.1. Brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$	23
3.3.2.2. Početak izgaranja u cilindru C_{ign}	23
3.3.2.3. Udio izgorjele mase u prvoj fazi $C_{mass,I}$ te brzine oslobađanja topline u prvoj i drugoj fazi $C_{comb,I}$ i $C_{comb,II}$	23
3.4. Model detonantnog izgaranja (eng. <i>Knock Model</i>)	23
4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA	24
4.1. Opći opis simulacijskog modela	24
4.2. Definiranje prostora izgaranja i položaja svjećice	25
4.3. Definiranje faznog pomaka bregastog vratila-VANOS.....	26
5. KALIBRACIJA SIMULACIJSKOG MODELA.....	27
5.1. Kalibracija fraktalnog modela izgaranja	27
5.1.1. Kalibracija konstanti K-k pod-modela turbulencije	27
5.1.2. Kalibracija konstanti izgaranja	28
5.2. Kalibracija modela s pretkomorom	30
5.2.1. Kalibracija konstanti turbulentnih veličina	30
5.2.2. Analiza osjetljivosti PCSI modela na promjenu vrijednosti konstanti.....	32
6. REZULTATI SIMULACIJA I USPOREDBA ZNAČAJKI	36
6.1. Konvencionalni Ottov motor-fraktalni model izgaranja	36
6.2. Ottov motor s pretkomorom bez korekcije rubnih uvjeta	39
6.3. Ottov motor s pretkomorom s korekcijom tlaka usisa	44
6.4. Usporedba motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor	48
7. ZAKLJUČAK	53
LITERATURA.....	54
PRILOZI.....	55

POPIS SLIKA

Slika 1. BMW N55 motor [4].....	3
Slika 2. Direktno ubrizgavanje goriva u cilindar [10].....	5
Slika 3. Sklop kućišta pretkomore, brizgaljke i svjećice [5].....	6
Slika 4. Ottov motor s pretkomorom [6].....	7
Slika 5. Osnovni dijelovi optičkog motora [9].....	8
Slika 6. Konvencionalni Ottov motor [5].....	9
Slika 7. Ottov motor s pretkomorom [5].....	9
Slika 8. 1-D/0-D simulacijski model [3].....	11
Slika 9. Karakteristične faze izgaranja u Ottovom motoru [3].....	13
Slika 10. Izgorjela i neizgorjela zona u cilindru [3].....	14
Slika 11. Utjecaj konstanti pod-modela turbulencije na intenzitet turbulencije u'	16
Slika 12. Oblici prostora izgaranja u programu AVL BOOST™ [2].....	18
Slika 13. Definiranje položaja svjećice prema programu AVL BOOST™ [2].....	18
Slika 14. Geometrija pretkomore u programu AVL BOOST™ [2].....	19
Slika 15. Shema modela motora u programu AVL BOOST™.....	24
Slika 16. Klip i glava motora N55.....	25
Slika 17. Fazni pomak usisnih i ispušnih ventila.....	26
Slika 18. Vrijednosti turbulentne brzine u' u GMT pri različitim brzinama vrtnje motora.....	28
Slika 19. Usporedba maksimalne efektivne snage motora ostvarene simulacijom i referentne efektivne snage.....	29
Slika 20. Usporedba maksimalnog efektivnog momenta motora ostvarenog simulacijom i referentnog efektivnog momenta motora.....	29
Slika 21. Tlak prednabijanja pri različitim brzinama vrtnje.....	30
Slika 22. Postupak kalibracije TKE za model s pretkomorom.....	31
Slika 23. Utjecaj promjene konstante C_{ign} na težište CA50 izgaranja.....	33
Slika 24. Analiza osjetljivosti trenutka početka izgaranja CA10.....	33
Slika 25. Analiza osjetljivosti trenutka težišta izgaranja CA50.....	34
Slika 26. Analiza osjetljivosti trenutka završetka izgaranja CA90.....	34
Slika 27. Djelomična opterećenja konvencionalnog Ottovog motora.....	37
Slika 28. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva konvencionalnog Ottovog motora.....	37
Slika 29. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva konvencionalnog Ottovog motora.....	38
Slika 30. Topografski dijagram emisija dušikovih oksida konvencionalnog Ottovog motora.....	38
Slika 31. Topografski dijagram emisija ugljikovog monoksida konvencionalnog Ottovog motora.....	39
Slika 32. Usporedba efektivne snage konvencionalnog Ottovog motora i motora s pretkomorom.....	40
Slika 33. Usporedba efektivnog momenta konvencionalnog Ottovog motora i motora s pretkomorom.....	40
Slika 34. Djelomična opterećenja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa.....	41
Slika 35. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa.....	41
Slika 36. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa.....	42
Slika 37. Usporedba emisija dušikovih oksida za različita opterećenja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa.....	43

Slika 38. Usporedba emisija ugljikovog monoksida za različita opterećenja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa	44
Slika 39. Usporedba efektivnih snaga prije i poslije korigiranja tlaka usisa.....	45
Slika 40. Usporedba efektivnih momenata prije i poslije korigiranja tlaka usisa	45
Slika 41. Usporedba tlaka prednabijanja konvencionalnog motora i motora s pretkomorom .	45
Slika 42. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa.....	46
Slika 43. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa.....	46
Slika 44. Usporedba emisija dušikovih oksida za različita opterećenja motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa.....	47
Slika 45. Usporedba emisija ugljikovog monoksida za različita opterećenja motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa	48
Slika 46. Topografski dijagram usporedbe specifične efektivne potrošnje goriva g_e	49
Slika 47. Topografski dijagram usporedbe emisija dušikovih oksida.....	50
Slika 48. Topografski dijagram usporedbe emisija ugljikovog monoksida	50
Slika 49. Topografski dijagram usporedbe udjela zaostalih produkata izgaranja.....	51
Slika 50. Topografski dijagram s ucrtanim radnim područjima korištenjem metana kao goriva	52
Slika 51. Usporedba efektivnih stupnjeva djelovanja pri punom opterećenju	52

POPIS TABLICA

Tablica 1. Glavni podaci motora	4
Tablica 2. Geometrija prostora izgaranja i položaj svjeće	25
Tablica 3. Preporučene vrijednosti konstanti fraktalnog modela [2]	27
Tablica 4. Kalibracijske konstante pri svim brzinama vrtnje motora	29
Tablica 5. Vrijednosti konstanti za brzine vrtnje motora od 1000 min^{-1} do 4000 min^{-1}	32
Tablica 6. Vrijednosti konstanti za brzine vrtnje motora od 4500 min^{-1} do 7000 min^{-1}	32
Tablica 7. Vrijednosti preostalih konstanti za sve brzine vrtnje motora	32
Tablica 8. Konstante izgaranja modela s pretkomorom	35

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
A_L	m^2	Površina laminarne fronte plamena
A_T	m^2	Površina turbulentne fronte plamena
c_{ign}	-	Konstanta zakašnjenja paljenja
c_t	-	Produkcijska konstanta turbulencije
c_L	-	Parametar opadanja turbulencije
C_{squish}	-	Konstanta tlačenja
C_{swirl}	-	Konstanta uzdužnog vrtloženja
C_{sf}	-	Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja
C_D	-	Konstanta disipacije
C_C	-	Konstanta kompresije
$C_{turb,pc}$	-	Konstanta protoka kroz otvore sapnice
C_{TL}	-	Konstanta razine turbulencije
$C_{comb,pre}$	-	Brzina oslobađanja topline u pretkomori
C_{ign}	-	Početak izgaranja u cilindru
$C_{mass,I}$	-	Udio izgorjele mase u prvoj fazi
$C_{comb,I}$	-	Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi
$C_{comb,II}$	-	Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi
D	mm	Promjer cilindra
D_3	-	Fraktalna dimenzija
d	-	Eksponent laminarne brzine plamena
d_{ori}	mm	Promjer otvora sapnice
d_2	mm	Promjer vrata pretkomore
dm_{ori}	kg/s	Maseni protok kroz otvore sapnice
g_e	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva

H	mm	Hod klipa
H_d	MJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost goriva
h_u	mm	Podizaj usisnih ventila
h_i	mm	Podizaj ispušnih ventila
k	J	Turbulentna kinetička energija neizgorjele smjese
k_{pre}	J	Turbulentna kinetička energija u pretkomori
k_{cyl}	J	Turbulentna kinetička energija u cilindru
l	mm	Duljina klipnjače
L_o	mm	Maksimalna veličina vrtloga
l_k	mm	Minimalna veličina vrtloga
$M_{e,max}$	Nm	Maksimalni efektivni moment
m_b	kg	Masa izgorjele smjese
m	-	EkspONENT omjera gustoće
n_u	-	Broj usisnih ventila
n_i	-	Broj ispušnih ventila
n	min^{-1}	Brzina vrtnje motora
n_{ref}	min^{-1}	Referentna brzina vrtnje motora
$P_{e,max}$	kW	Maksimalna efektivna snaga
$r_{f,ref}$	-	Prijelazni radijus fronte plamena
r_f	mm	Radijus jezgre plamena
S_L	m/s	Laminarna brzina plamena
T	-	Taktnost motora
t	s	Vrijeme
t_{tr}	s	Tranzicijsko vrijeme
u'	m/s	Turbulentna brzina strujanja
u'_{GMT}	m/s	Turbulentna brzina strujanja u GMT
V_H	cm^3	Radni volumen
V_K	cm^3	Kompresijski volumen

v_{sred}	m/s	Srednja brzina klipa
v_{turb}	m/s	Turbulentna brzina plamena
v_{lam}	m/s	Laminarna brzina plamena
v_{d_2}	m/s	Brzina protoka kroz vrat pretkomore
Z	-	Broj cilindara
w_2	-	Udio izgorjele smjese

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α	°	Kut zakreta koljenastog vratila
ε	-	Kompresijski omjer
η_e	-	Efektivni stupanj djelovanja
λ	-	Faktor pretička zraka
ν_u	m ² /s	Kinematička viskoznost neizgorjele smjese
ρ_u	kg/m ³	Gustoća svježe smjese
ω	rad/s	Kutna brzina motora
ω_{wr}	rad/s	Kutna brzina naboravanja fronte plamena

KRATICE

CFD	Računalna dinamika fluida (eng. <i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CO	Ugljikov monoksid (eng. <i>Carbon Monoxide</i>)
CO ₂	Ugljikov dioksid (eng. <i>Carbon Dioxide</i>)
CA	Kut zakreta koljenastog vratila (eng. <i>Crankshaft Angle</i>)
DMT	Donja mrtva točka (eng. <i>Bottom Dead Center</i>)
GMT	Gornja mrtva točka (eng. <i>Top Dead Center</i>)
GDI	Benzinski motor s direktnim ubrizgavanjem (eng. <i>Gasoline Direct Injection</i>)
H ₂ O	Vodena para
IV	Ispušni ventil (eng. <i>Exhaust Valve</i>)
KV	Koljenasto vratilo
NO _x	Dušikovi oksidi (eng. <i>Nitrogen Oxides</i>)
NO	Dušikov monoksid (eng. <i>Nitrogen Monoxide</i>)
N ₂ O	Dušikov oksid (eng. <i>Nitrogen Oxide</i>)
NO ₂	Dušikov dioksid (eng. <i>Nitrogen Dioxide</i>)
PM	Krute čestice (eng. <i>Particulate Matter</i>)
PFI	Ubrizgavanje u usisnu cijev (eng. <i>Port Fuel Injection</i>)
PCSI	(eng. <i>Pre-Chamber Spark Ignition</i>)
ROHR	Brzina oslobađanja topline (eng. <i>Rate of Heat Release</i>)
SI	(eng. <i>Spark Ignited</i>)
TJI	(eng. <i>Turbulent Jet Ignition</i>)
TKE	Turbulentna kinetička energija (eng. <i>Turbulent Kinetic Energy</i>)
UV	Usisni ventil (eng. <i>Intake Valve</i>)
VANOS	(njem. <i>VAriable NOckenwellenSteuerung</i>)

SAŽETAK

Posljednjih godina ponovno se pojavio interes za tehnologijom koja omogućava izgaranje siromašne smjese kod motora s unutarnjim izgaranjem, prvenstveno zbog poboljšanja ekonomičnosti potrošnje goriva i smanjenja emisija dušikovih oksida koje te tehnologije omogućavaju. Izgaranje siromašne smjese nastaje kada gorivo izgara u suvišku zraka te takav način rada motora ima mnogo prednosti pred konvencionalnim motorima sa stehiometrijskim izgaranjem ($\lambda = 1$).

Izgaranje siromašne smjese kod konvencionalnih Ottovih motora ne može se postići standardnom svjećicom, već svjećicu zamjenjuje sklop pretkomore s brizgaljkom za direktno ubrizgavanje male količine ($\sim 3\%$) goriva i svjećicom za zapaljenje tog goriva. U cilindar gorivo ($\sim 97\%$) se ubrizgava preko brizgaljke za direktno ubrizgavanje goriva. Zbog načina paljenja smjese goriva i zraka u cilindru, ovakav sustav naziva se „*Turbulent Jet Ignition-TJI*“.

U ovom radu prikazana je usporedba konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom. Računalne simulacije provedene su u programskom paketu AVL BOOST™ v2013.2. U oba slučaja primijenjeni su kvazi-dimenzijski modeli izgaranja koji su dostupni u programskom paketu. Tijekom simulacija sve geometrijske značajke motora ostale su nepromijenjene čime je osigurano izdvajanje utjecaja modela izgaranja na performanse motora. Na kraju su prikazani, uspoređeni i objašnjeni simulacijski rezultati.

Ključne riječi: Ottov motor, Ottov motor s pretkomorom, AVL BOOST™, Fraktalni model izgaranja

SUMMARY

In recent years there has been renewed interest in lean burn combustion technologies in internal combustion engines, primarily due to the improvement in fuel efficiency and reduction of nitrogen oxide (NO_x) emissions that these technologies can provide. Lean burn occurs when fuel is burnt in excess air and running an engine in this manner has many advantages over conventional stoichiometric combustion ($\lambda = 1$).

Combustion of lean mixture in conventional spark ignition (SI) engines can not be achieved with standard spark plug, so the spark plug is replaced with prechamber assembly with a direct injector (DI) that provides a small amount ($\sim 3\%$) of fuel and a spark plug to ignite that charge. The cylinder is fuelled ($\sim 97\%$) through direct injector. Due to the ignition of the fuel and air mixture in cylinder, this system is also known as „Turbulent Jet Ignition-TJI“.

In this thesis is presented comparison between conventional spark ignition engine and pre-chamber spark ignition engine. Computer simulations were conducted using the AVL BOOST™ v2013.2 software package. In both cases quasi-dimensional combustion models were used which are available in software package. During the simulations all geometrical features of the engine remained unchanged, which ensured separation of the impact of the combustion models on engine performance. At the end simulation results are presented, compared and explained.

Key words: SI engine, Pre-chamber spark ignition engine, AVL BOOST™, Fractal combustion model

1. UVOD

Danas se za pogon cestovnih vozila uglavnom koriste klipni motori s unutarnjim izgaranjem, iako i električna vozila postaju sve više zastupljena. Motori s unutarnjim izgaranjem pretvaraju kemijsku energiju sadržanu u gorivu u toplinsku energiju plinova koji svojom ekspanzijom daju mehanički rad na koljenastom vratilu motora. Kao gorivo uglavnom koriste benzinsko i dizelsko gorivo, iako je u zadnje vrijeme sve više zastupljena primjena ukapljenog naftnog plina, prirodnog plina te alkohola. Motori s unutarnjim izgaranjem dijele se u dvije osnovne skupine: motori sa stranim izvorom paljenja (Ottovi motori) i motori sa samozapaljenjem (Diesel motori). Također, motori s unutarnjim izgaranjem dijele se na motore s prednabijanjem i na one bez prednabijanja. U ovom završnom radu razmatrat će se prednabijeni Ottov motor.

Kod konvencionalnih Ottovih motora gorivo se najčešće ubrizgava u usisnu cijev (eng. *Port Fuel Injection*) ili kod novijih motora gdje se gorivo ubrizgava direktno u cilindar (eng. *Gasoline Direct Injection*). Kod Ottovih motora s ubrizgavanjem goriva u usisnu cijev, gorivo se miješa sa zrakom u usisnoj cijevi te takva smjesa ulazi kroz usisne ventile u cilindar. Kod direktnog ubrizgavanja goriva u cilindar, kroz usisne ventile ulazi samo svjež zrak dok se u cilindru vrši miješanje zraka i ubrizganog goriva. Zapaljenje smjese u cilindru kod oba načina ubrizgavanja goriva vrši se električnom svjećicom. Iako direktno ubrizgavanje goriva u cilindar pokazuje prednosti pred ubrizgavanjem u usisnu cijev u pogledu smanjenja potrošnje goriva i povećanja performansi, sve više se teži povećanju efektivnog stupnja djelovanja te smanjenju potrošnje goriva i štetnih emisija.

Motori s unutarnjim izgaranjem proizvode ispušne plinove koji sadrže preko sto različitih kemijskih spojeva koji su gotovo svi otrovni ili su na neki drugi način štetni za okoliš [1]. Kod ispušnih plinova javljaju se sljedeći glavni spojevi: ugljikov dioksid (CO_2), ugljikov monoksid (CO), dušikovi oksidi (NO_x), neizgorjeli ugljikovodici (HC-spojevi), krute čestice (PM) te vodena para (H_2O) koja jedina ne šteti okolišu. U ovom završnom radu poseban naglasak dati će se dušikovim oksidima koji nastaju uslijed visokih temperatura i tlakova izgaranja. Nadalje, dušikovi oksidi su skupni naziv za dušikov monoksid (NO), dušikov dioksid (NO_2) te dušikov oksid (N_2O). Izuzetno su štetni za okoliš zbog sudjelovanja u stvaranju kiselih kiša i smoga. Također su jako štetni za ljudsko zdravlje, mogu izazvati probleme u dišnom sustavu te u velikim koncentracijama nadražiti plućno tkivo. U Ottovim motorima koji

koriste direktno ubrizgavanje goriva u cilindar te rade sa siromašnom smjesom primjenjuje se apsorpcijski katalizator za NO_x u kombinaciji sa trostaznim katalizatorom [1].

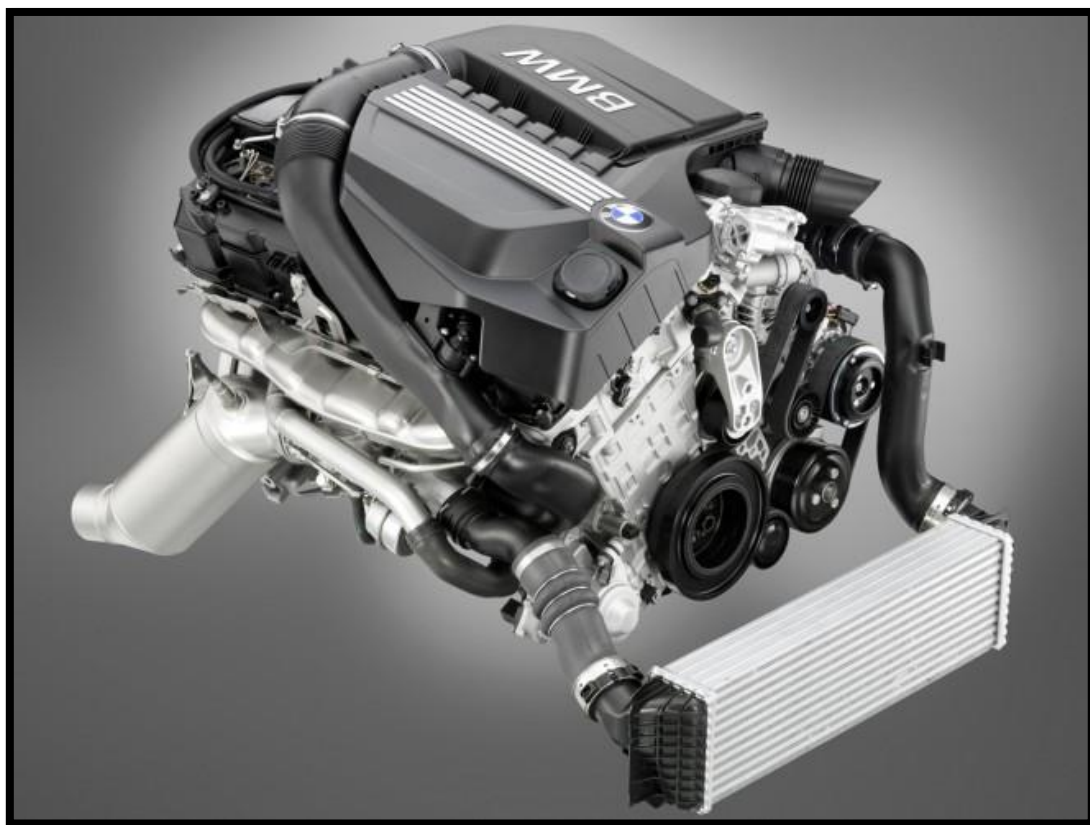
U posljednjih nekoliko godina Ottovi motori s pretkomorom dobivaju na sve većem značaju zbog postizanja većeg efektivnog stupnja djelovanja, ali i zbog smanjenja potrošnje goriva čak za 30% [6] u usporedbi s konvencionalnim Ottovim motorima. Zbog načina paljenja smjese goriva i zraka u glavnom prostoru izgaranja, ovakav sustav još se naziva „*Turbulent Jet Ignition*“. Ovakav način izgaranja uglavnom se primjenjuje u motorima stacionarnih radnih strojeva, velikih kompresorskih postrojenja i slično, koji kao pogonsko gorivo uglavnom koriste prirodni plin. Glavni razlog za postizanje ovih prednosti je omogućen rad motora sa izrazito siromašnom smjesom ($\lambda > 1,6$) u glavnom prostoru izgaranja. Kako su uslijed siromašnije smjese u glavnom prostoru izgaranja temperature niže, kod ovakvih motora ostvaruje se znatno manja emisija dušikovih oksida. Upravo zbog navedenih prednosti u smislu postizanja visokog efektivnog stupnja djelovanja te niske potrošnje goriva, Formula 1 vidi veliki potencijal za razvoj i primjenu takvih motora u bolidima.

Kako se ovaj završni rad temelji na usporedbi karakteristika ranije spomenutog konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom, detaljan princip rada jednog i drugog motora biti će pokazan u nastavku. Da bi rezultati imali valjane zaključke, potrebno je provesti kalibraciju konstanti što preciznije kako bi razlika između stvarnih podataka koje propisuje proizvođač i podataka dobivenih simulacijskim modelom bila minimalna. Cilj rada je na temelju karakteristika rada motora izračunatih numeričkom simulacijom pokazati prednosti i nedostatke Ottovog motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor.

2. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM

2.1. Odabir i princip rada konvencionalnog Ottovog motora

Kako će se usporedba karakteristika konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom provesti primjenom komercijalnog programskog paketa AVL BOOST™ v2013.2, potrebno je izraditi simulacijski model motora na temelju odabranog motora za kojeg su dostupni podaci koje propisuje proizvođač. Kao konvencionalni Ottov motor odabran je BMW-ov motor N55. Motor N55 je redni šestercilindrični prednabijeni motor s direktnim ubrizgavanjem goriva u cilindar te sa dva bregasta vratila u glavi motora. Navedeni motor također posjeduje tzv. „*Double VANOS System*“ što je BMW-ov naziv za fazni pomak usisnog i ispušnog bregastog vratila (njem. *VAriable NOckenwellenSteuerung*). Slika motora prikazana je na Slici 1., dok su glavni podaci motora navedeni u Tablici 1.



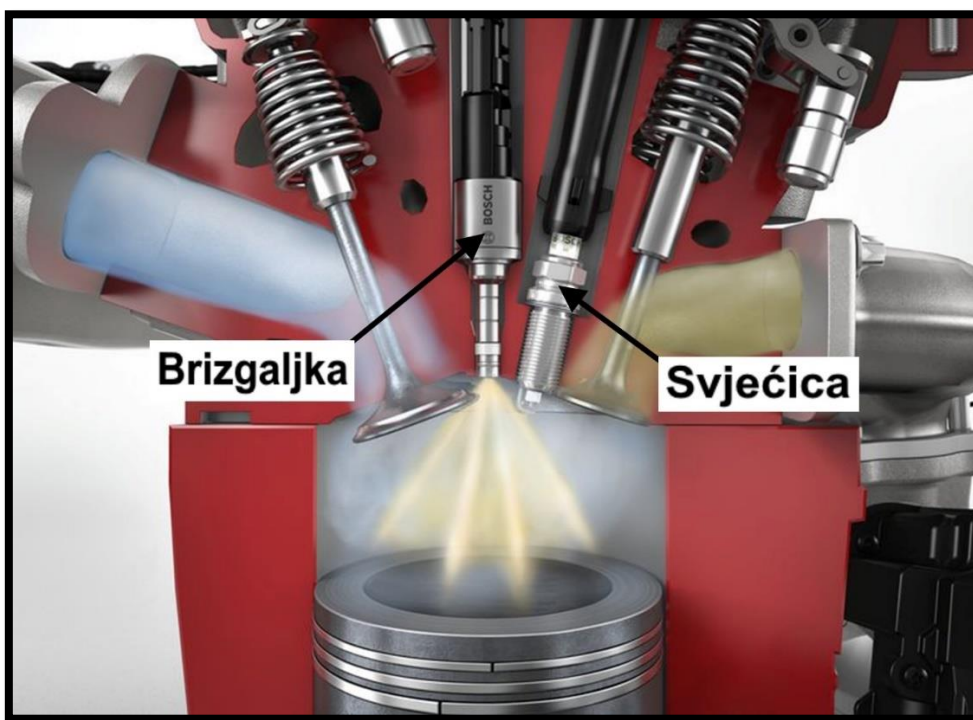
Slika 1. BMW N55 motor [4]

Tablica 1. Glavni podaci motora

VELIČINA	SIMBOL	IZNOS	MJERNA JEDINICA
Promjer klipa	D	84	[mm]
Hod klipa	H	89,6	[mm]
Kompresijski omjer	ε	10,2	[-]
Broj cilindara	Z	6	[-]
Duljina klipnjače	l	144,35	[mm]
Radni volumen	V_H	2979	[cm ³]
Broj taktova	T	4	[-]
Broj usisnih ventila	n_u	2	[-]
Broj ispušnih ventila	n_i	2	[-]
Maksimalni podizaj usisnog ventila	h_u	9,9	[mm]
Maksimalni podizaj ispušnog ventila	h_i	9,7	[mm]
Maksimalna efektivna snaga	$P_{e,max}$	225 ($n=5800-6400$ min^{-1})	[kW]
Maksimalni efektivni moment	$M_{e,max}$	400 ($n=1200-5000$ min^{-1})	[Nm]

Navedeni BMW-ov N55 motor je Ottov motor s direktnim ubrizgavanjem goriva u cilindar te se prema tome može smatrati kao konvencionalni motor budući da je takav način ubrizgavanja goriva te izgaranja sve više dominantan kod osobnih automobila. Svaki cilindar motora pored svjeće i ventila u glavi motora sadrži i brizgaljku koja u taktu usisa ubrizgava gorivo izravno u cilindar. Upravo iz tog razloga brizgaljke moraju biti visokotlačne za razliku od brizgaljki koje ubrizgavaju gorivo u usisnu cijev. Tlak ubrizgavanja goriva izravno u cilindar iznosi 150 bara ili više, dok je tlak ubrizgavanja u usisnu cijev oko 4 bara. Brizgaljke su upravljane putem računala koje na temelju opterećenja (pritisnuta papučica gasa) i brzine vrtnje motora određuje koju količinu goriva te kada ubrizgati izravno u cilindar. Zbog takvog načina upravljanja moguće je izbjeći istjecanje svježeg smjese kroz ispušne ventile za vrijeme trajanja prekrivanja ventila (tzv. ispiranje cilindra). Nakon ubrizgavanja goriva izravno u cilindar, neposredno prije gornje mrtve točke smjesa goriva i zraka zapaljuje se preskakanjem iskre između elektroda svjeće. Trenutak paljenja električnom iskrom na svakoj brzini vrtnje motora

određen je tako da se ostvari povoljan položaj težišta izgaranja bez pojave detonantnog izgaranja. Detonantno izgaranje ili detonacija je najpoznatiji i najvažniji od svih oblika nenormalnog izgaranja u Ottovom motoru [1], a nastaje uslijed prebrzog - eksplozivnog izgaranja goriva. Glavna prednost ovakvog načina ubrizgavanja goriva jest postizanje boljih performansi motora, manja potrošnja goriva te smanjenje štetnih emisija ispušnih plinova.



Slika 2. Direktno ubrizgavanje goriva u cilindar [10]

2.2. Princip rada Ottovog motora s pretkomorom

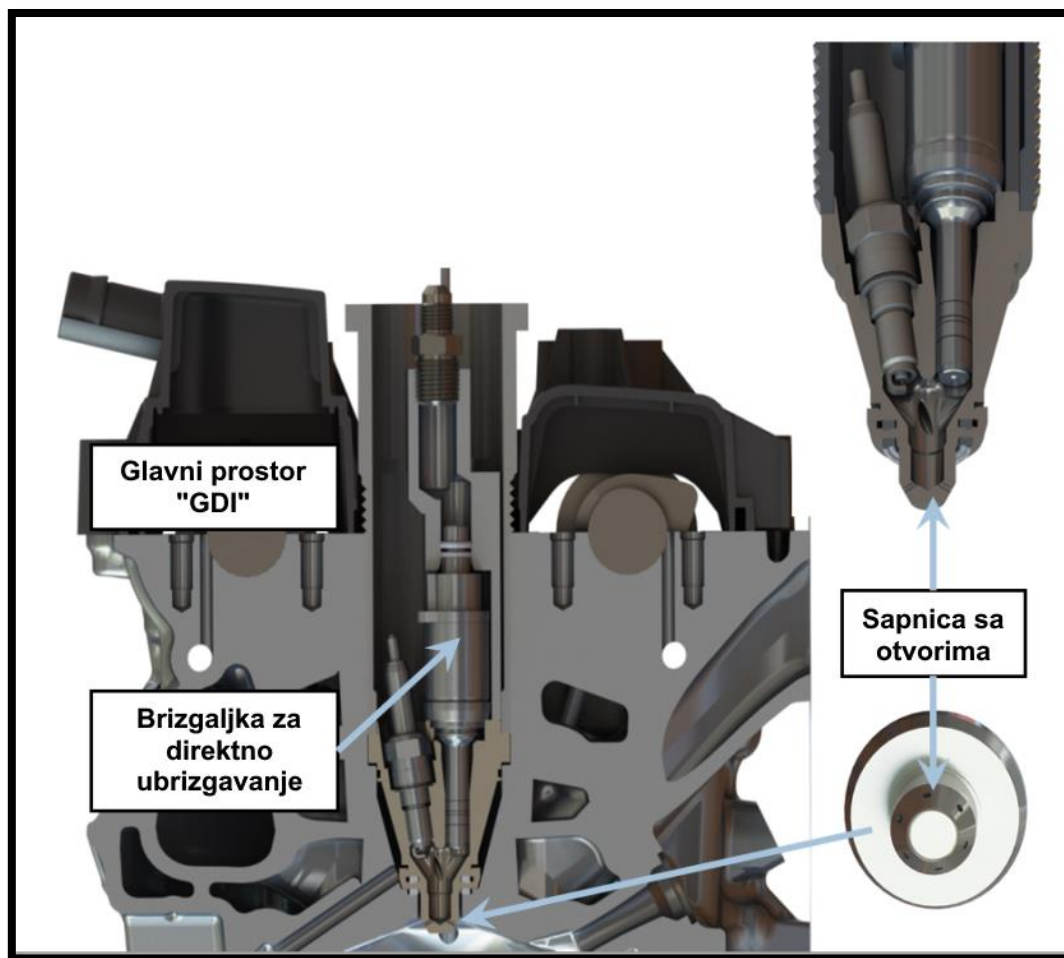
Sve veći zahtjevi za povećanjem efektivnog stupnja djelovanja, smanjenjem potrošnje goriva i štetnih emisija te povećanjem snage Ottovih motora, potisnuli su inženjere za pronalazak novih i boljih rješenja. Tvrtka MAHLE Powertrain predstavila je rješenje navedenih zahtjeva kojeg su nazvali MAHLE Jet Ignition®. Rješenje se sastoji od pretkomore zajedno s brizgaljkom za direktno ubrizgavanje goriva u pretkomoru i svjećicom kojom se vrši zapaljenje ubrizganog goriva u pretkomoru. Pretkomora zajedno sa brizgaljkom i svjećicom čini sklop koji zamjenjuje svjećicu kod konvencionalnih Ottovih motora. Volumen pretkomore je izrazito malen te iznosi 2-3% kompresijskog volumena cilindra. U pretkomoru se ubrizgava gorivo pri čemu faktor pretička zraka u trenutku paljenja smjese iznosi $\lambda \approx 0,9$. Količina ubrizganog goriva u pretkomoru iznosi manje od 5% ukupnog goriva koje se koristi po ciklusu, dok se

ostala količina goriva ubrizgava u glavni prostor izgaranja. U glavnom prostoru izgaranja smjesa je vrlo siromašna pri čemu faktor pretička zraka može iznositi $\lambda > 2$. Ubrizgavanje goriva vrši se ili u usisnu cijev, tzv. „*Port Fuel Injection*“, ili direktno u cilindar, tzv. „*Gasoline Direct Injection*“. Na dnu pretkomore nalazi se sapnica s otvorima koji povezuju sklop pretkomore zajedno sa glavnim prostorom izgaranja. Promjer i broj otvora utječu na prestrujavanje zapaljenih mlazova iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Broj otvora na sapnici u većini slučajeva iznosi četiri do osam, ovisno o primjeni motora. Na Slici 3. prikazan je primjer sklopa kućišta pretkomore, brizgaljke i svjeće.



Slika 3. Sklop kućišta pretkomore, brizgaljke i svjećice [5]

Smanjenjem promjera otvora povećavaju se brzine radne tvari koja prodire iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Na taj se način povećavaju turbulencije vrućih zapaljenih mlazova koji pritom dublje prodiru u glavni prostor izgaranja te uzrokuju ravnomjernije zapaljenje i izgaranje smjese. Takvo ravnomjernije izgaranje smjese u glavnom prostoru izgaranja smanjuje pojavu od detonantnog izgaranja. Zbog načina paljenja smjese goriva i zraka u glavnom prostoru izgaranja, ovakav se sustav još naziva i „*Turbulent Jet Ignition*“. Na Slici 4. prikazan je presjek Ottovog motora s pretkomorom.



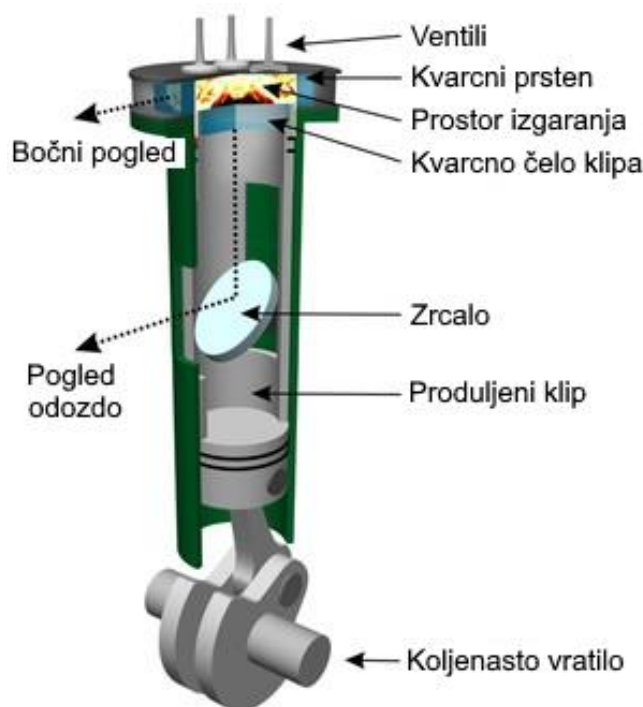
Slika 4. Ottov motor s pretkomorom [6]

Ovakav način rada motora omogućava povećanje kompresijskog omjera ε (kod određenih primjena moguće je povećati kompresijski omjer za 4 jedinice) uz istovremeno smanjenje temperature i tlaka izgaranja te gubitaka na zaklopci koji se posebno javljaju u gradskim režimima vožnje. Umjesto prigušenja zaklopke u svrhu smanjenja opterećenja, isto je moguće regulirati količinom ubrizganog goriva u pretkomoru. Niski tlakovi, a time i temperature izgaranja, utječu na smanjenje emisije dušikovih oksida NO_x za čak 99% prilikom izgaranja izrazito siromašne smjese u glavnom prostoru izgaranja. Emisije ugljikovodika (HC) održavaju se na razinama koje su jednake standardnom radu motora sa svjećicom. Siromašna smjesa u glavnom prostoru izgaranja rezultira smanjenjem potrošnje goriva te povećanjem efektivnog stupnja djelovanja pri punom opterećenju do apsolutnog iznosa od 45% [6]. Unatoč svojim brojnim prednostima ovakav način izgaranja ima i određene nedostatke. Kako je u glavnom prostoru izgaranja smjesa goriva i zraka siromašna ($\lambda > 2$), onemogućen je rad trokomponentnog katalitičkog konvertera na kojem se rješava problem ugljikovog monoksida

(CO), ugljikovodika (HC) i dušikovih oksida (NO_x). Također, uslijed izrazito siromašne smjese može doći do izostanka zapaljenja smjese koje potom vodi do nepotpunog izgaranja pri čemu se povećava koncentracija ugljikovog monoksida (CO) i ugljikovodika (HC) uz opadanje snage. Visoka toplinska opterećenja koja se javljaju na kućištu pretkomore mogu uzrokovati samozapaljenje - detonaciju smjese u pretkomori.

2.2.1. Eksperimentalna analiza

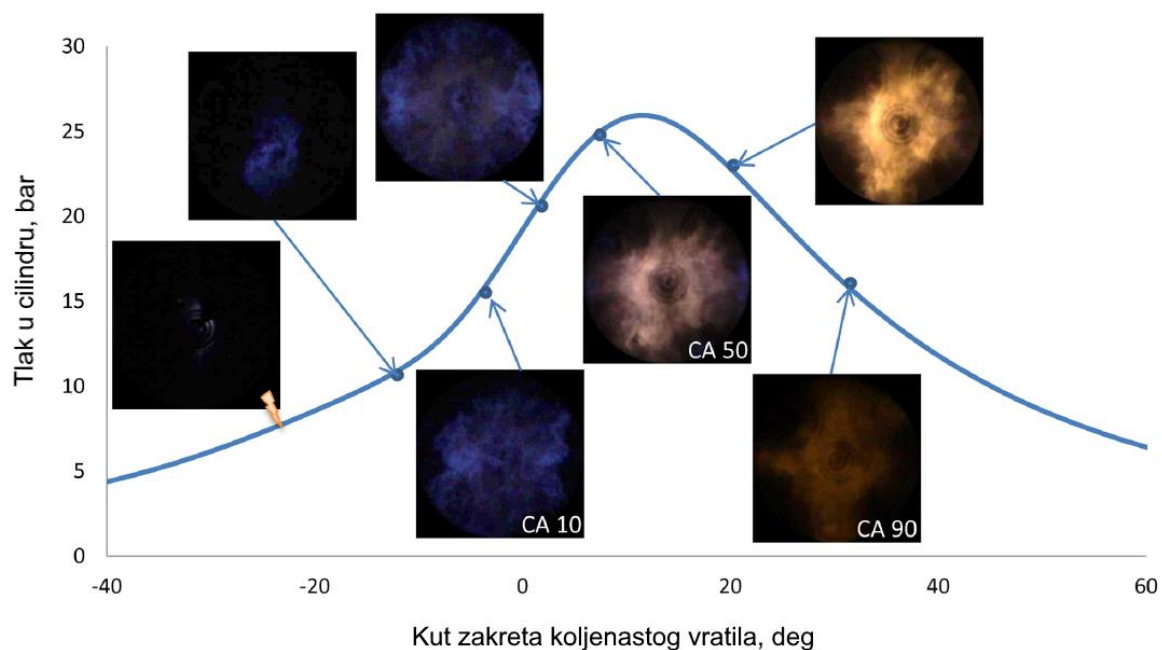
Kako bi se što bolje razumjele pojave koje se javljaju prilikom izgaranja kod Ottovih motora s pretkomorom, provode se eksperimentalne analize na optičkim motorima. Optički motori svojom konstrukcijom omogućavaju pregled prostora izgaranja za vrijeme rada motora. Osnovni dijelovi optičkog motora prikazani su na Slici 5. Brze digitalne kamere mogu snimiti i do 10 000 fotografija u sekundi s rezolucijom od 512x512 piksela, te na taj način mogu zabilježiti pojave u prostoru izgaranja – propagaciju plamena.



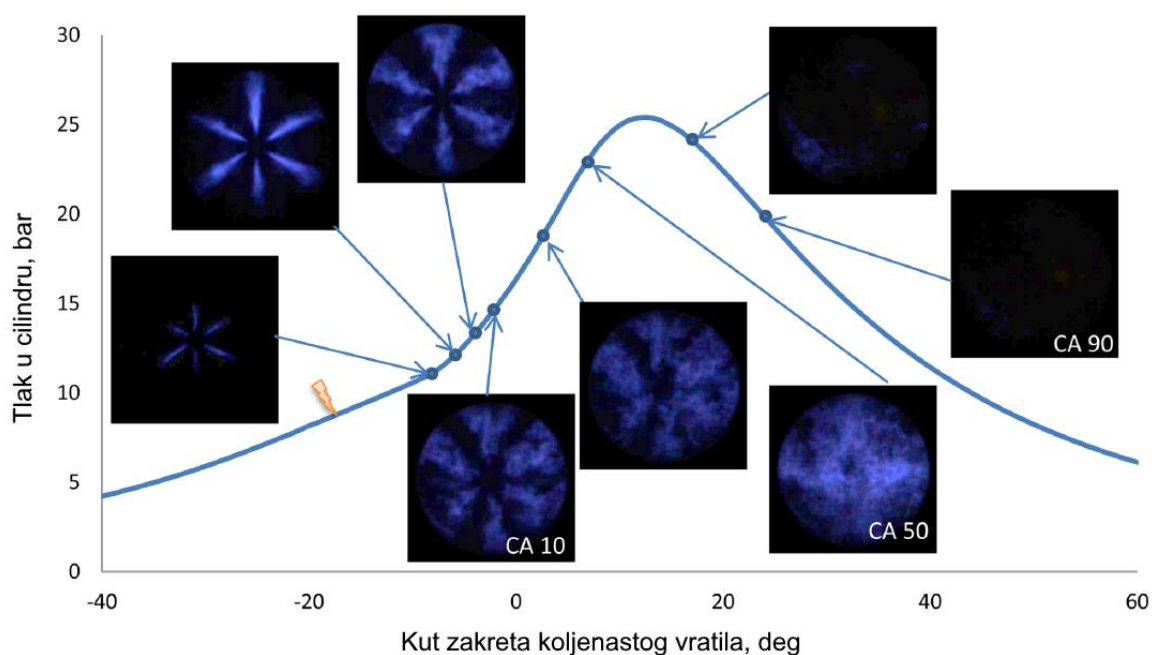
Slika 5. Osnovni dijelovi optičkog motora [9]

Prema [5] provedeni su eksperimenti na optičkom motoru za slučaj rada konvencionalnog Ottovog motora te za slučaj rada Ottovog motora s pretkomorom. U oba slučaja kao gorivo korišten je prirodni plin. Rezultati su dobiveni pri brzini vrtnje motora od

1500 min^{-1} . Za konvencionalni Ottov motor faktor pretička zraka iznosi $\lambda = 1,4$, dok kod Ottovog motora s pretkomorom faktor pretička zraka u glavnom prostoru izgaranja iznosi $\lambda = 1,8$. Na Slikama 6. i 7. prikazani su profili tlaka u cilindru te propagacije plamena u glavnom prostoru izgaranja za određene kutove zakreta koljenastog vratila.



Slika 6. Konvencionalni Ottov motor [5]



Slika 7. Ottov motor s pretkomorom [5]

Oznake CA10, CA50 i CA90 predstavljaju kutove zakreta koljenastog vratila pri kojem je izgorjelo 10%, 50% i 90% smjese u glavnom prostoru izgaranja. Plava boja plamena predstavlja stabilno izgaranje dok smeđa predstavlja nestabilno izgaranje. Vidljivo je kako kod konvencionalnog Ottovog motora zbog siromašne smjese dolazi do slabijeg izgaranja budući da električna iskra nema dovoljno energije da uspostavi stabilnu jezgru plamena. S druge strane, kod Ottovog motora s pretkomorom vidljivi su zapaljeni mlazovi koji su nastali zapaljenjem bogate smjese u pretkomori, a u glavnom prostoru izgaranja uzrokuju stabilno izgaranje. Širenje zapaljenih mlazova iz pretkomore je približno jednako, odnosno svaki mlaz jednako raste. Također je vidljivo kako kod Ottovog motora s pretkomorom izgaranje završava ranije nego za slučaj rada konvencionalnog Ottovog motora.

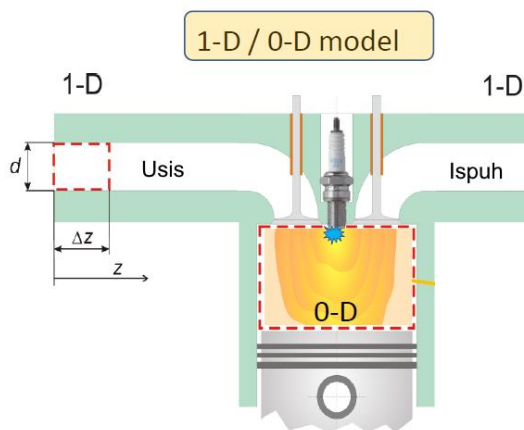
3. SIMULACIJE RADNOG CIKLUSA MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM

3.1. Komercijalni programski paket AVL BOOST™

Računalne simulacije, zajedno s metodom pogrešaka i pokušaja i eksperimentalnim metodama, koriste se u svim fazama razvoja motora i motornih vozila [7]. Eksperimentalna istraživanja u području motora s unutarnjim izgaranjem zahtijevaju primjenu izrazito skupe opreme (senzori za mjerenje tlakova, temperature, protoka...) te znatno više vremena u usporedbi s primjenom numeričkih simulacija. Povećanjem mogućnosti samih računala, simulacije se promiču u glavni inženjerski alat za razvoj motora s unutarnjim izgaranjem. Računalne simulacije pomažu pri razumijevanju procesa, identifikaciji ključnih varijabli, predviđanju ponašanja te predstavljaju bazu za inovacije i omogućuju analizu, sintezu i testiranja.

Numeričke simulacije koje se koriste kod modeliranja motora s unutarnjim izgaranjem dijele se na : „*real time*“ modele, simulacije radnog ciklusa motora (tzv. 1-D/0-D simulacijski modeli) i multi-dimenzijske CFD (engl. *Computational Fluid Dynamics*) modele. U ovom završnom radu korištene su simulacije radnog ciklusa u komercijalnom programskom paketu AVL BOOST™.

Simulacije radnog ciklusa često se nazivaju i 1-D/0-D simulacijski modeli jer je proračun strujanja kroz usisne i ispušne cijevi baziran na metodi konačnih volumena za jednodimenzijski problem, pri čemu se cilindar tretira kao kontrolni volumen bez orijentacije (0-D pristup u kojem nema prostorne diskretizacije cilindra) [8]. Sastav radne tvari podijeljen je na udio svježeg zraka, goriva i produkata izgaranja zaostalih od prethodnog radnog ciklusa. Na Slici 8. prikazan je 1-D/0-D simulacijski model.



Slika 8. 1-D/0-D simulacijski model [3]

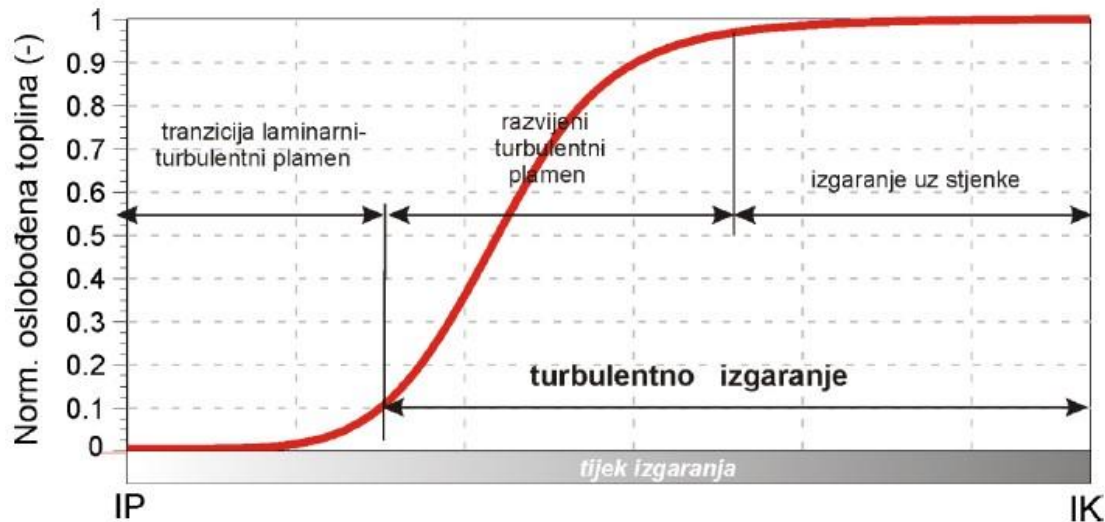
Modeli izgaranja u simulacijama radnog ciklusa mogu se podijeliti prema broju zona na jednozonske i višezonske. Kod jednozonskih modela cijela domena cilindra promatra se kao jedna zona odnosno volumen te se zanemaruju utjecaji geometrije prostora izgaranja kao što su npr. geometrija glave cilindra, ispupčenja odnosno udubljenja na klipu i slično. S druge strane, kod dvozonkih modela izgaranja cilindar je podijeljen na izgorjelu i neizgorjelu zonu koje su razdijeljene tankom frontom plamena. Izgorjela i neizgorjela zona ponašaju se kao zasebni termodinamički sustavi na koje se primjenjuju prvi zakon termodinamike, jednačba stanja idealnog plina i zakon očuvanja mase. Posebna grupa dvozonkih modela izgaranja su kvazi-dimenzijski modeli izgaranja koji uzimaju u obzir utjecaj oblika prostora izgaranja na slobodnu plohu fronte plamena. Proces izgaranja u Ottovim motorima uvelike ovisi o obliku prostora izgaranja i strujanju unutar njega zbog čega su kvazi-dimenzijski modeli vrlo prikladni za simuliranje Ottovih motora. Brzina izgaranja kod kvazi-dimenzijskih modela izgaranja ovisi u najvećoj mjeri o turbulentnim veličinama koje se modeliraju primjenom pod-modela turbulencije. Za proračun procesa izgaranja u konvencionalnom i Ottovom motoru s pretkomorom primijeniti će se kvazi-dimenzijski modeli izgaranja s pripadajućim pod-modelima za opis turbulencije. Za slučaj konvencionalnog Ottovog motora primijeniti će se fraktalni model izgaranja s $K-k$ pod-modelom turbulencije, a za Ottov motor s pretkomorom tzv. *PCSI* model izgaranja, koji su dostupni u komercijalnom programskom paketu AVL BOOST™ v2013.2.

3.2. Fraktalni model izgaranja

Izgaranje je najvažniji dio radnog ciklusa motora gdje se kemijska energija sadržana u gorivu pretvara u unutarnju energiju produkata izgaranja koji ekspandiraju i preko klipa prenose mehanički rad na koljenasto vratilo motora [8]. Izgaranje u Ottovim motorima započinje pojavom električne iskre između elektroda svjećice u točno određenom vremenskom trenutku. Kako je već spomenuto, brzina izgaranja kod Ottovih motora ponajprije ovisi o geometriji fronte plamena i njenoj interakciji sa stjenkama cilindra te o utjecajima polja strujanja.

Proces izgaranja u Ottovom motoru može se podijeliti u tri glavne faze koje su prikazane na Slici 9.:

- razvoj jezgre plamena (prijelaz laminarnog plamena u turbulentni),
- razvijeno turbulentno izgaranje,
- dogorijevanje uz stjenke cilindra.



Slika 9. Karakteristične faze izgaranja u Ottovom motoru [3]

Fraktalni model izgaranja je kvazi-dimenzijski model izgaranja koji predviđa brzinu oslobađanja topline u Ottovim motorima. Pretpostavke fraktalnog modela izgaranja su [3]:

- fronta plamena je beskonačno tanka zona koja dijeli izgorjelu i neizgorjelu zonu (dvo-zonski model),
- jedinstveni tlak u obje zone,
- temperaturna homogenost u pojedinim zonama,
- nema izmjene topline između izgorjele i neizgorjele zone,
- naborana fronta plamena A_T zahvaća svježu smjesu laminarnom brzinom S_L .

Ukupna brzina zahvaćanja svježe smjese računa se prema sljedećem izrazu [2]:

$$\left(\frac{dm_b}{dt} \right)_{\text{overall}} = (1 - w_2) \left(\frac{dm_b}{dt} \right)_{\text{fractals}} + w_2 \left(\frac{dm_b}{dt} \right)_{\text{wall-combustion}}. \quad (1)$$

Iz izraza (1) možemo vidjeti kako se ukupna brzina zahvaćanja svježe smjese može prikazati kao zbroj dviju faza izgaranja; izgaranja opisanog preko fraktalne teorije te izgaranja uz stijenke cilindra (tzv. dogorijevanje).

Brzina zahvaćanja svježe smjese prema fraktalnoj teoriji računa se prema:

$$\left(\frac{dm_b}{dt} \right)_{\text{fractals}} = \rho_u A_T S_L = \rho_u \left(\frac{A_T}{A_L} \right) A_L S_L. \quad (2)$$

gdje je ρ_u gustoća svježe smjese, A_T predstavlja naboranu površinu plamena dok je A_L glatka površina koja nastaje laminarnim procesom izgaranja. Plamen se lokalno širi laminarnom brzinom S_L . Omjer naborane i glatke površine može se izraziti kao funkcija maksimalne L_0 i minimalne l_k veličine vrtloga te fraktalne dimenzije D_3 . Te veličine, opisane jednadžbom (3) i prikazane Slikom 10., ovise o pod-modelu turbulencije koji se koristi prilikom analize.

$$\frac{A_T}{A_L} = \left(\frac{L_0}{l_k} \right)^{D_3-2} \quad (3)$$

Fraktalna dimenzija D_3 ovisi o intenzitetu turbulencije u' i laminarnoj brzini plamena:

$$D_3 = \frac{2,35u' + 2,05S_L}{u' + S_L} \quad (4)$$

pri čemu vrijednost fraktalne dimenzije D_3 iznosi 2,0 – 2,4 [2].



Slika 10. Izgorjela i neizgorjela zona u cilindru [3]

Kada fronta plamena stigne do stjenki cilindra, izgaranje po fraktalnoj teoriji prestaje vrijediti te počinje faza izgaranja uz stjenke cilindra. Tranzicijsko vrijeme t_{tr} predstavlja vrijeme izmjene izgaranja po fraktalnoj teoriji u izgaranje uz stjenke cilindra. Tijekom tog vremena pretpostavlja se da je brzina izgaranja po fraktalnoj teoriji jednaka brzini izgaranja uz stjenke cilindra. Stjenke cilindra sprječavaju ekspanziju plinova, ograničavaju strujanje plinova te formiraju relativno niskotemperaturnu čvrstu granicu koja hladi plinove.

3.2.1. Konstante fraktalnog modela i K-k pod-modela turbulencije

Konstante koje se koriste kod fraktalnog modela izgaranja i K-k pod-modela turbulencije za kalibraciju simulacijskog modela su slijedeće:

- Konstanta zakašnjenja paljenja (eng. *Ignition Formation Multiplier*) c_{ign} ,
- Prijelazni radijus fronte plamena (eng. *Ignition Radius Ratio*) $r_{f,ref}$,
- Produkcijska konstanta turbulencije (eng. *Turbulence Production Constant*) c_t ,
- Parametar opadanja turbulencije (eng. *Turbulent Length Scale Parameter*) c_L ,
- Eksponent omjera gustoće (eng. *Turbulence Length Scale Density Exponent*) m ,
- Udio izgorjele smjese (eng. *Mass Fraction Burned at Wall Combustion Start*) w_2 ,
- Eksponent laminarne brzine plamena (eng. *LFS Exponent*) d .

3.2.1.1. Konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign}

Vrijeme zakašnjenja paljenja je vrijeme od preskakanja iskre na svjećici do formiranja stabilne jezgre plamena. Ovisi o geometriji svjećice i energiji dovedenoj električnom iskrom. Konstanta zakašnjenja paljenja je parametar za kalibriranje vremena zakašnjenja paljenja koje je izraženo preko kuta zakreta koljenastog vratila $\Delta\alpha$, a ovisi o brzini vrtnje motora ω :

$$\Delta\alpha = 2 \cdot 10^{-4} \cdot c_{ign} \cdot \omega. \quad (5)$$

3.2.1.2. Prijelazni radijus fronte plamena $r_{f,ref}$

Prijelazni radijus fronte plamena je parametar koji utječe na početak naboravanja (eng. *wrinkling*) fronte plamena odnosno prijelaz između faze stvaranja jezgre plamena i faze razvijenog turbulentnog izgaranja. Naboravanje fronte plamena počinje pri brzini vrtnje ω_{wr} koja ovisi o omjeru radijusa jezgre plamena u određenom trenutku r_f i prijelaznom radijusu fronte plamena $r_{f,ref}$, te o omjeru trenutne brzine vrtnje motora n i referentne brzine vrtnje motora n_{ref} . Referentna brzina vrtnje motora iznosi 1000 min^{-1} .

$$\omega_{wr} = \frac{r_f}{r_{f,ref}} \frac{n}{n_{ref}} \quad (6)$$

3.2.1.3. Produkcijska konstanta turbulencije c_t i parametar opadanja turbulencije c_L

Produkcijska konstanta turbulencije c_t je parametar kojim se upravlja kako brzo raste intenzitet turbulencije u' tijekom takta usisa. Visoka vrijednost ovog parametra znači da se vršna vrijednost intenziteta turbulencije događa u ranoj fazi otvaranja usisnog ventila. S druge strane, niska vrijednost parametra rezultira da se vršna vrijednost intenziteta turbulencije nalazi u srednjoj fazi ili pri kraju otvaranja usisnog ventila. Ako je parametar c_t prenizak, tada se vršna vrijednost može dogoditi tijekom takta kompresije.

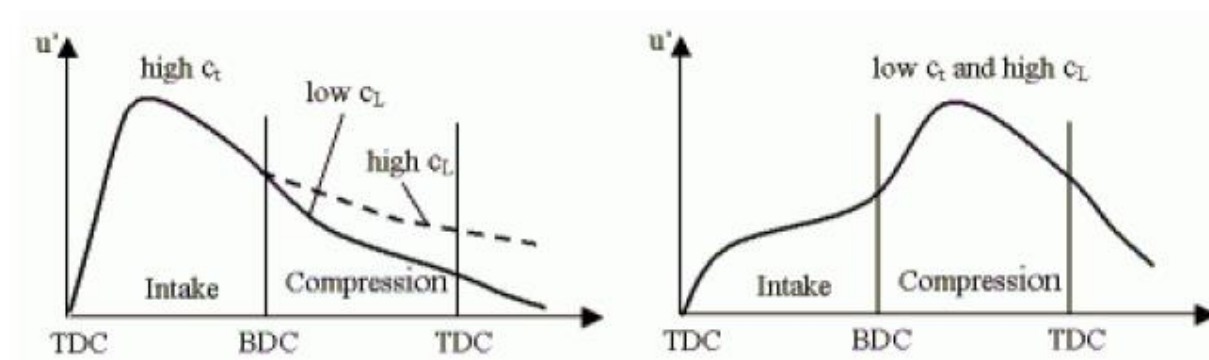
Parametar opadanja turbulencije c_L određuje brzinu opadanja intenziteta turbulencije. Visoka vrijednost parametra uzrokuje sporo opadanje intenziteta turbulencije tijekom takta kompresije što dovodi do visoke vrijednosti turbulencije prije izgaranja. Niska vrijednost parametra rezultira brzim opadanjem intenziteta turbulencije što dovodi do niske vrijednosti turbulencije prije izgaranja.

Produkcijska konstanta turbulencije c_t i parametar opadanja turbulencije c_L su konstante $K-k$ pod-modela turbulencije te ih je potrebno kalibrirati kako bi se ostvarila očekivana razina turbulencije u cilindru motora za vrijeme izgaranja. Utjecaj navedenih konstanti na intenzitet turbulencije u' prikazano je na Slici 11., prema [2]. Prema [2] vršna vrijednost intenziteta turbulencije u' događa se otprilike kada klip dosegne najveću brzinu za puno opterećenje. Vrijednost intenziteta turbulencije u' gornjoj mrtvoj točki je 1 do 2 puta veća od srednje brzine klipa:

$$u'_{\text{GMT}} = (1 \sim 2) v_{\text{sred}}, \quad (7)$$

gdje je srednja brzina klipa:

$$v_{\text{sred}} = 2Hn. \quad (8)$$



Slika 11. Utjecaj konstanti pod-modela turbulencije na intenzitet turbulencije u'

3.2.1.4. Eksponent omjera gustoće m

Eksponent omjera gustoće m je parametar za fino podudaranje tlakova u cilindru i brzine oslobađanja topline (eng. *Rate of Heat Release*). Ovaj parametar djeluje kao korekcijski faktor na parametar opadanja turbulencije c_L .

3.2.1.5. Udio izgorjele smjese w_2

Parametar koji određuje kada počinje faza izgaranja uz stjenke cilindra. Parametar w_2 mijenja se linearno tijekom faze dogorijevanja ovisno o omjeru trenutne neizgorjele mase $(m - m_b)$ i neizgorjele mase tijekom vremena tranzicije $(m - m_b)_{tr}$:

$$w_2 = 1 - \frac{(m - m_b)}{(m - m_b)_{tr}}. \quad (9)$$

3.2.1.6. Eksponent laminarne brzine plamena d

Parametar koji definira promjenu laminarne brzine plamena S_L u ovisnosti o udjelu produkata izgaranja $m_{f, RG}$ te utječe na cjelokupnu fazu izgaranja [8]:

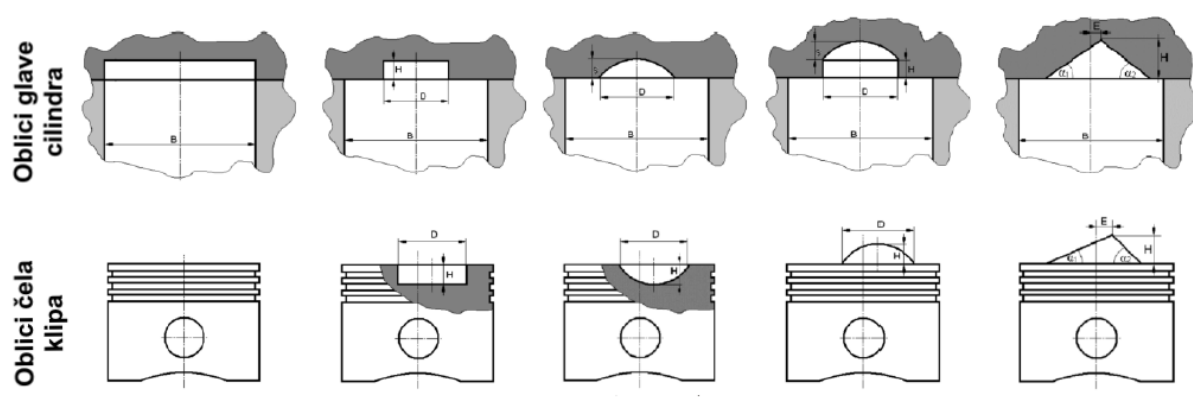
$$S_L = c_{lfs} S_{L, RG=0} (1 - m_{f, RG})^d, \quad (10)$$

gdje je c_{lfs} konstanta (eng. *Laminar Flame Speed Multiplier*) pomoću koje se može dodatno korigirati laminarna brzina, a $S_{L, RG=0}$ je laminarna brzina plamena u trenutku kada nema produkata izgaranja, a ovisna je o trenutnom tlaku u cilindru i temperaturi neizgorjele zone.

3.2.2. Definiranje geometrije prostora izgaranja i položaja svjećice

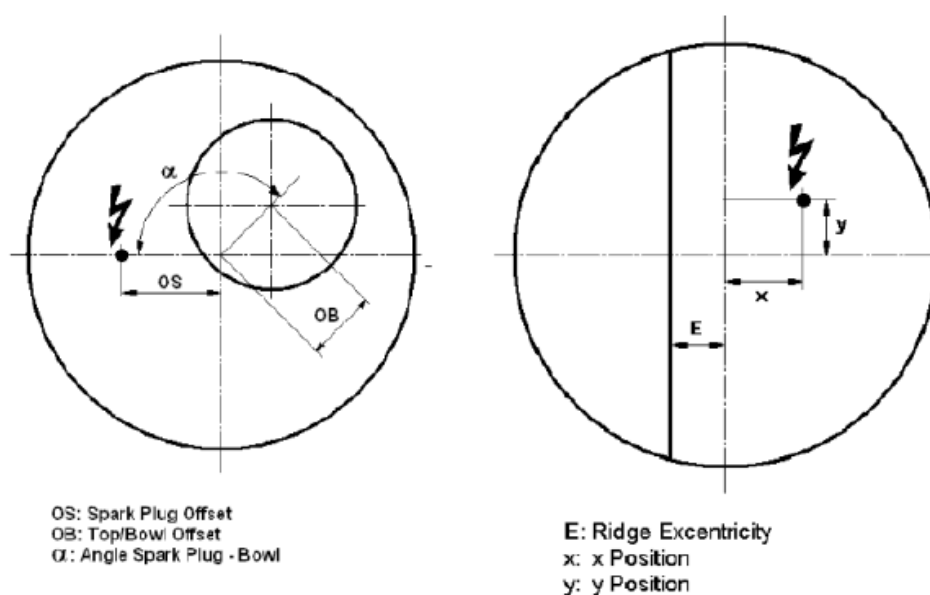
Kako je ranije objašnjeno, proces izgaranja kod Ottovih motora uvelike ovisi o geometriji prostora izgaranja. Oblik prostora izgaranja mora biti takav da u cilindru vlada snažno vrtložno strujanje, a da toplinski gubici kod izgaranja budu što manji. Tada je miješanje goriva i zraka bolje, a izgaranje teče brže i potpunije [1]. Razna izbočenja i udubljenja, kako u glavi tako i na klip, mogu uvelike poboljšati strujanje u cilindru što rezultira povećanjem

brzine izgaranja. Oblici prostora izgaranja u komercijalnom programskom paketu AVL BOOST™ prikazani su na Slici 12.



Slika 12. Oblici prostora izgaranja u programu AVL BOOST™ [2]

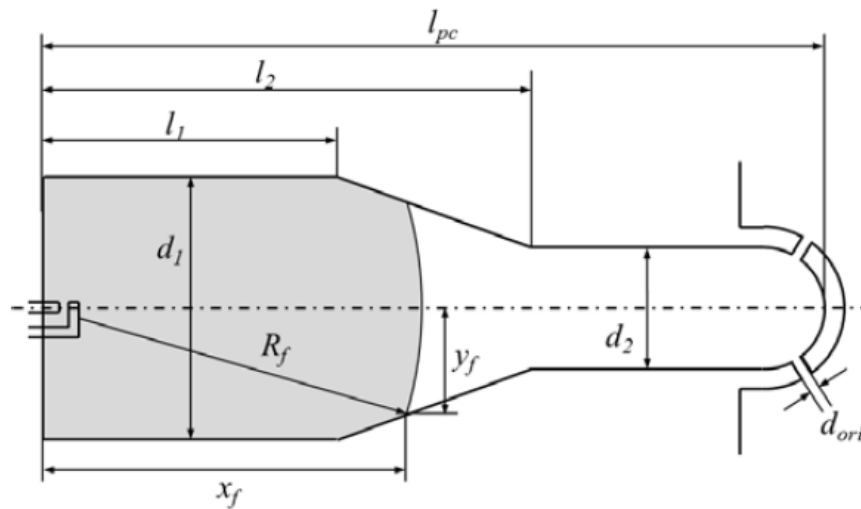
Položaj svjeće također uvelike utječe na brzinu izgaranja kod Ottovih motora. Smještaj svjeće treba biti na vrućem mjestu u glavi cilindra, dakle u blizini ispušnih ventila jer bi u protivnom, tj. ako bi svjećica bila smještena uz usisne ventile, izgaranje teklo od hladnog prema vrućem prostoru što bi uzrokovalo dodatno zagrijavanje neizgorjele smjese a time i pojavu detonacije. Također je potrebno i skratiti put izgaranja smjese budući da na dugom putu dolazi do komprimiranja ostatka neizgorjele smjese što rezultira detonantnim izgaranjem. Na Slici 13. definiran je položaj svjeće prema programskom paketu AVL BOOST™.



Slika 13. Definiranje položaja svjeće prema programu AVL BOOST™ [2]

3.3. Model izgaranja s pretkomorom (eng. *PCSI- Pre-Chamber Spark Ignition*)

Kod Ottovih motora s pretkomorom, pretkomora se koristi za uspostavu izgaranja izrazito siromašne smjese u glavnom prostoru izgaranja, pri čemu je granica zapaljivosti smjese znatno iznad mogućnosti konvencionalnih motora sa svjećicom. Konvencionalni Ottovi motori nisu u mogućnosti raditi s primjenom tako siromašne smjese budući da je energija električne iskre nedovoljna da bi zapalila smjesu. U pretkomori se ostvaruje bogata smjesa ($\lambda < 1$). Izgaranje započinje u gornjem dijelu pretkomore preskakanjem električne iskre između elektroda svjećice. Plamen zatim propagira duž pretkomore te kroz otvore na sapnici ulazi u glavni prostor izgaranja i uzrokuje zapaljenje siromašne smjese ($\lambda > 1$). Na Slici 14. prikazana je geometrija pretkomore prema programu AVL BOOST™.



Slika 14. Geometrija pretkomore u programu AVL BOOST™ [2]

Razvoj fronte plamena određen je turbulentnom brzinom plamena v_{turb} koja je definirana laminarnom brzinom plamena v_{lam} i razinom trenutne turbulentne kinetičke energije neizgorjele smjese k :

$$v_{turb} = \sqrt{v_{lam} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot k\right)^{0,75} \cdot \left(\frac{\sqrt[3]{V}}{v_u}\right)^{0,5}}, \quad (11)$$

pri čemu je v_u kinematička viskoznost neizgorjele smjese, a $\sqrt[3]{V}$ karakteristična duljina turbulencija. Na laminarnu brzinu plamena v_{lam} utječe kvaliteta goriva opisana metanskim brojem (MN) kojeg je potrebno definirati prilikom analize.

Turbulencije u pretkomori su izazvane prestrujavanjem smjese iz glavnog prostora izgaranja tijekom takta kompresije. Brzina prestrujavanja smjese ovisi o geometrijskim karakteristikama pretkomore, posebice o promjeru otvora na sapnici d_{ori} te o promjeru d_2 koji su prikazani na Slici 14. Derivacija turbulentne kinetičke energije u pretkomori dk_{pre} je proporcionalna kinetičkoj energiji protoka:

$$\frac{dk_{pre}}{dt} = C_{turb,pc} \cdot \frac{v_{d_2}^2}{2} \cdot \frac{dm_{ori}}{dt}, \quad (12)$$

pri čemu je dm_{ori} protok kroz otvore na sapnici, a v_{d_2} je brzina protoka kroz vrat pretkomore promjera d_2 . Brzina izgaranja u pretkomori definirana je prema sljedećem izrazu [2]:

$$\frac{dQ_{pre}}{dt} = C_{comb,pre} \cdot H_u \cdot V_{FF} \cdot \frac{m_{fuel,pre}}{V_{pre}} \cdot C_P \cdot \frac{\sqrt{k_{pre}}}{\sqrt[3]{V_{pre}}}. \quad (13)$$

Turbulencije u cilindru definirane su prema sljedećem izrazu [2]:

$$\frac{dk_{cyl}}{dt} = \frac{dk_{squi}}{dt} + \frac{dk_{swirl}}{dt} + \frac{dk_{dens}}{dt} + \frac{dk_{ori}}{dt} - \frac{dk_{dissip}}{dt}, \quad (14)$$

a obuhvaćaju turbulencije uslijed vrtloženja u glavnom prostoru izgaranja te turbulencije uslijed protoka kroz otvore na sapnici. U izrazu (14) zadnji član je negativan jer predstavlja disipaciju turbulentne kinetičke energije. Brzina izgaranja u cilindru definirana je prema sljedećem izrazu [2]:

$$\frac{dQ_{cyl}}{dt} = C_{comb,I} \cdot H_u \cdot m_{fuel,I} \cdot \frac{\sqrt{k_{spray}}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}} + C_{comb,II} \cdot H_u \cdot A_{flame} \cdot s_{ff} \cdot \frac{m_{fuel,II}}{V_{cyl}} \cdot C_P \cdot \frac{\sqrt{k_{cyl}}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}}. \quad (15)$$

3.3.1. Konstante turbulentnih veličina

Konstante koje se koriste kod modela izgaranja s pretkomorom za kalibraciju turbulentnih veličina simulacijskog modela su:

- Konstanta tlačenja (eng. *Squish Constant*) C_{squish} ,
- Konstanta uzdužnog vrtloženja (eng. *Swirl Constant*) C_{swirl} ,
- Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja (eng. *Swirl Friction Constant*) C_{sf} ,

- Konstanta disipacije (eng. *Dissipation Constant*) C_D ,
- Konstanta kompresije (eng. *Compression Constant*) C_C ,
- Konstanta protoka kroz otvore sapnice (eng. *Orifice Flow Constant*) $C_{turb,pc}$,
- Konstanta razine turbulencije (eng. *Turbulence Level Constant*) C_{TL} .

3.3.1.1. Konstanta tlačenja C_{squish}

Tlačenje je pojava koja se javlja u cilindru motora s unutarnjim izgaranjem, a nastaje kada se klip približava glavi cilindra, odnosno gornjoj mrtvoj točki. Pri tome dolazi do povećanja turbulencije koja uzrokuje temeljito miješanje smjese, a na taj se način osigurava bolje i potpunije izgaranje. Prilikom konstruiranja prostora izgaranja posebna se pažnja daje na što bolje iskorištenje navedene pojave. Konstanta tlačenja C_{squish} omogućuje kalibraciju navedene pojave u simulacijskom modelu.

3.3.1.2. Konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl}

Uzdužno vrtloženje postiže se konstrukcijskim oblikovanjem usisnog otvora i usisne cijevi, a nastaje prilikom takta usisa. Takvo vrtloženje poboljšava miješanje goriva i zraka kako bi se postigla homogena smjesa u kratkom vremenu. Pomoću konstante uzdužnog vrtloženja C_{swirl} moguće je kalibrirati utjecaj navedene pojave u simulacijskom modelu.

3.3.1.3. Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf}

Utjecaj trenja na uzdužno vrtloženje definirano je pomoću konstante trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf} . Konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl} i navedena konstanta međusobno su povezane.

3.3.1.4. Konstanta disipacije C_D

Rasipanje turbulentne kinetičke energije je pojava pri kojoj dolazi do pretvorbe turbulentne kinetičke energije u toplinu uslijed raspada na sve manje i manje vrtloge. Niska vrijednost konstante rasipanja C_D uzrokuje povećanje turbulentne kinetičke energije i obrnuto.

3.3.1.5. Konstanta kompresije C_C

Konstanta kompresije C_C definira utjecaj takta kompresije na povećanje turbulentne kinetičke energije. Što je vrijednost ovog parametra veća, to je veći porast turbulentne kinetičke energije.

3.3.1.6. Konstanta protoka kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$

Kako je već ranije spomenuto, promjer otvora sapnice utječe na brzinu prestrujavanja radne tvari iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Visoka vrijednost konstante protoka kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$ povećava vrijednost turbulentne kinetičke energije za vrijeme procesa izgaranja.

3.3.1.7. Konstanta razine turbulencije C_{TL}

Konstanta razine turbulencije C_{TL} definira vrijednost turbulentne kinetičke energije u trenutku zatvaranja usisnih ventila. Visoka vrijednost parametra uzrokuje veću vrijednost turbulentne kinetičke energije u trenutku zatvaranja usisnih ventila.

3.3.2. Konstante PCSI modela izgaranja

Konstante koje se koriste kod modela izgaranja s pretkomorom za kalibraciju veličina izgaranja simulacijskog modela su:

- Brzina oslobađanja topline u pretkomori (eng. *ROHR Prechamber*) $C_{comb,pre}$,
- Početak izgaranja u cilindru (eng. *Ignition Ratio Cylinder*) C_{ign} ,
- Udio izgorjele mase u prvoj fazi (eng. *Mass Fraction Phase I*) $C_{mass,I}$,
- Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi (eng. *ROHR Phase I*) $C_{comb,I}$,
- Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi (eng. *ROHR Phase 2*) $C_{comb,II}$.

3.3.2.1. Brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$

Parametrom $C_{comb,pre}$ moguće je kalibrirati brzinu oslobađanja topline u pretkomori koja potom utječe na brzinu oslobađanja topline u glavnom prostoru izgaranja budući da radna tvar prestrujava iz pretkomore u glavni prostor izgaranja.

3.3.2.2. Početak izgaranja u cilindru C_{ign}

U glavnom prostoru izgaranja, izgaranje započinje neposredno prije nego radijus fronte plamena u pretkomori R_f prevrši duljinu pretkomore l_{PC} . To se uglavnom događa prije nego li završi izgaranje u pretkomori. Parametrom C_{ign} moguće je kalibrirati početak izgaranja u cilindru. Prema tome, zapaljenje smjese postiže se kada je zadovoljen uvjet:

$$\frac{R_f}{l_{PC}} \geq C_{ign}. \quad (16)$$

3.3.2.3. Udio izgorjele mase u prvoj fazi $C_{mass,I}$ te brzine oslobađanja topline u prvoj i drugoj fazi $C_{comb,I}$ i $C_{comb,II}$

Prva faza oslobađanja topline nastaje uslijed prodiranja zapaljenih mlazova iz pretkomore. Parametrom $C_{mass,I}$ moguće je kalibrirati udio izgorjele mase u prvoj fazi, a parametrima $C_{comb,I}$ i $C_{comb,II}$ brzine oslobađanja topline u prvoj i drugoj fazi.

3.4. Model detonantnog izgaranja (eng. *Knock Model*)

Prilikom kalibriranja simulacijskog modela potrebno je kontrolirati najmanji potreban oktanski broj goriva (eng. *ON- Octane Number*) kako bi izgaranje teklo bez detonacija. Prema [2] potreban oktanski broj određuje se prema sljedećem izrazu:

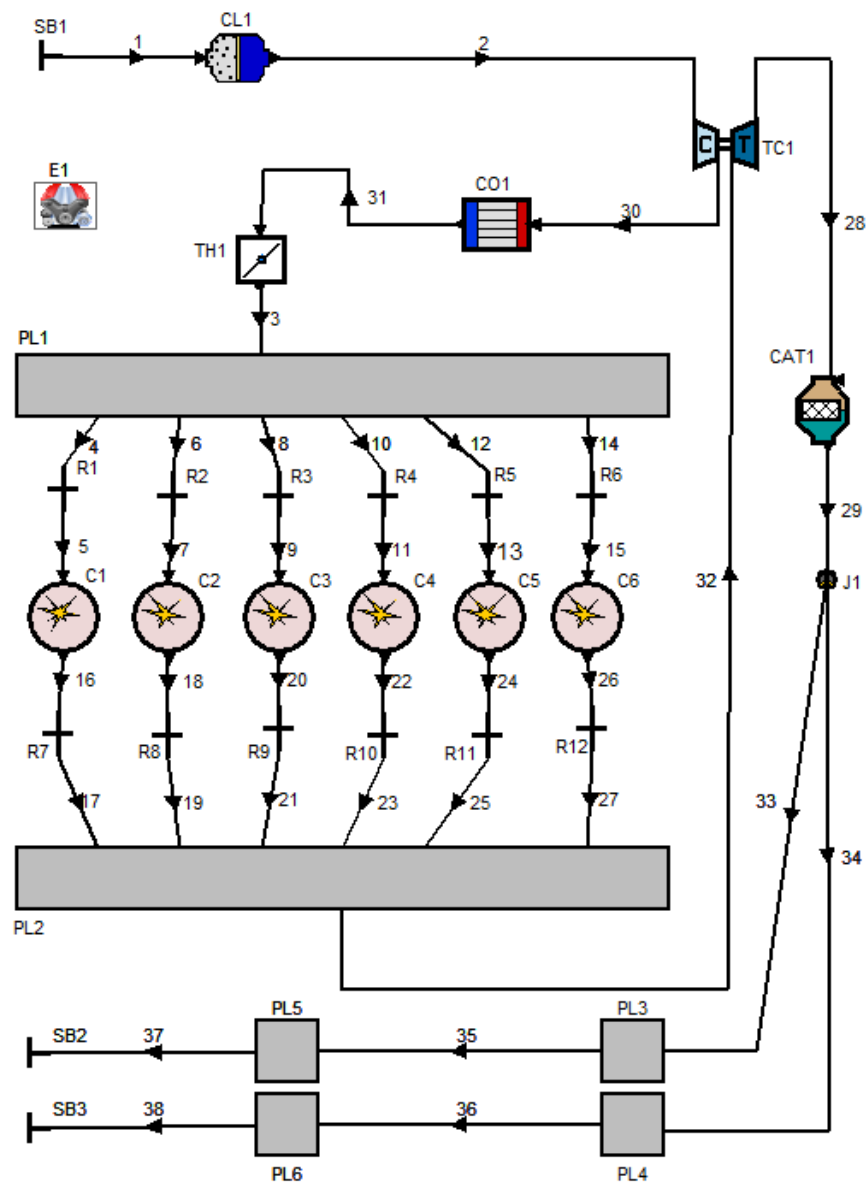
$$ON = 100 \cdot \left(\frac{1}{A} \int_{t_{SOC}}^{t_{85\%M}^{BF}} \left[\left(\frac{p}{p_{Ref}} \right)^n \cdot \exp \left(-\frac{B}{T_{UBZ}} \right) \right] dt \right)^{\frac{1}{a}}, \quad (17)$$

gdje su A, a, n, B konstante modela, p je trenutni tlak u cilindru i T_{UBZ} je temperatura neizgorjele zone.

4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA

4.1. Opći opis simulacijskog modela

Kako je rečeno na početku, za provedbu računalnih simulacija odabran je BMW-ov N55 motor. Prilikom provedbe simulacije rada konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom koristiti će se isti model motora dok će se primijeniti različiti modeli izgaranja, opisani u prethodnom poglavlju. Pri tome sve geometrijske značajke motora (promjer klipa, hod, razvod motora, usisne i ispušne cijevi...) ostaju nepromijenjene. Simulacijski model motora izrađen u programskom paketu AVL BOOST™ prikazan je na Slici 15.



Slika 15. Shema modela motora u programu AVL BOOST™

4.2. Definiranje prostora izgaranja i položaja svjeće

Ranije je spomenuto da je za izgaranje kod Ottovih motora bitno definirati prostor izgaranja kao i položaj svjeće. U poglavlju 3.2.2. pokazani su dostupni oblici prostora izgaranja u programu AVL BOOST™ kao i definiranje položaja svjeće u odnosu na uzdužnu os cilindra. Za odabrani motor N55 geometrija prostora izgaranja te položaj svjeće prikazani su u Tablici 2. Na Slici 16. prikazani su klip i glava motora N55.

Tablica 2. Geometrija prostora izgaranja i položaj svjeće

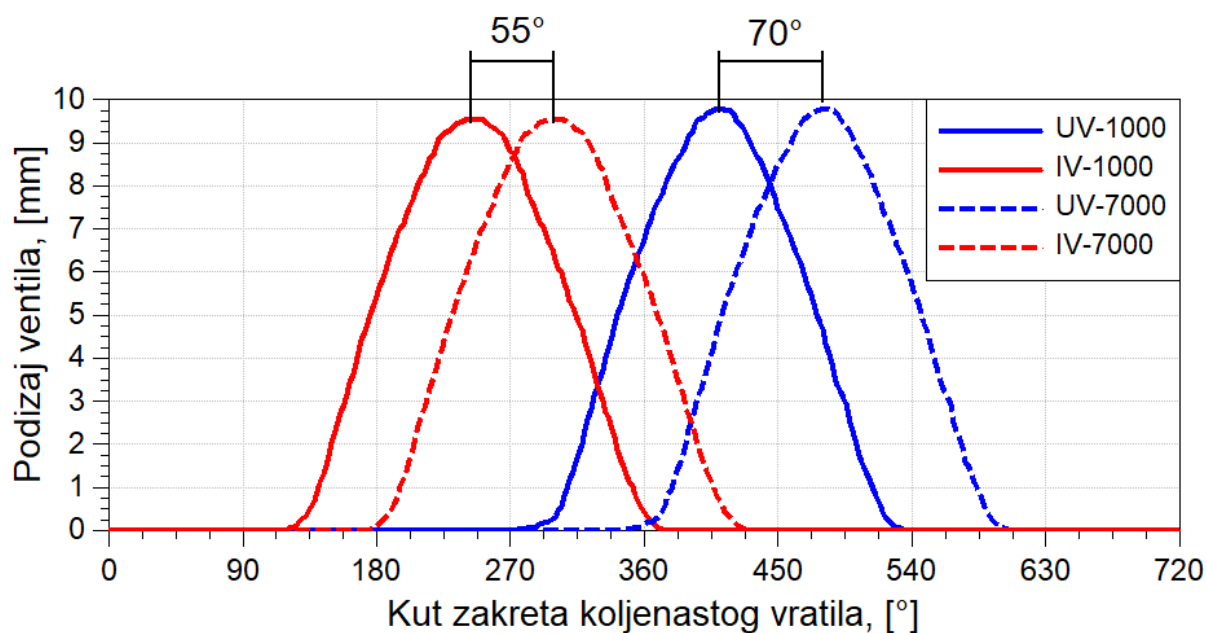
	Oblik	Veličina	Iznos	Dimenzija
KLIP	„Heron“	Dubina udubljenja	5	mm
		Promjer udubljenja	64	mm
		Pomak središta udubljenja	0	mm
		Kut svjeće i udubljenja	0	°
GLAVA	„Pentroof“	Visina udubljenja	10	mm
		Ekscentritet udubljenja	0	mm
		Lijevi kut nagiba	13	°
		Desni kut nagiba	13	°
POLOŽAJ SVJEĆICE		Položaj u smjeru x osi	0	mm
		Položaj u smjeru y osi	8	mm



Slika 16. Klip i glava motora N55

4.3. Definiranje faznog pomaka bregastog vratila-VANOS

BMW-ov motor N55 ima dva bregasta vratila smještena u glavi motora (eng. *DOHC-Dual Overhead Camshaft*). Jedno bregasto vratilo upravlja usisnim ventilima, a drugo upravlja ispušnim ventilima. Kako bi se postigle odgovarajuće prednosti rada motora kao što su npr. miran prazni hod motora, veliki efektivni moment pri niskim brzinama vrtnje motora, visoka efektivna snaga pri visokim brzinama vrtnje i slično, potrebno je upravljati bregastim vratilima što se omogućava *VANOS* sustavom. *VANOS* sustav omogućava promjenu faznog pomaka otvaranja odnosno zatvaranja usisnih i ispušnih ventila. Sustav za podešavanje obuhvaća kombinaciju hidrauličkog i mehaničkog upravljanja. Kako bi rezultati dobiveni simulacijom bili što točniji, potrebno je definirati fazne pomake usisnih i ispušnih ventila. Prema proizvođaču [4], raspoloživi fazni pomak usisnog bregastog vratila iznosi 70° KV, a ispušnog 55° KV. Pretpostavljena je linearna promjena faznog pomaka oba vratila pri promjeni brzine vrtnje. Na Slici 17. prikazane su krivulje podizaja usisnih (plave krivulje) i ispušnih (crvene krivulje) ventila za brzine vrtnje 1000 min^{-1} (pune linije) i 7000 min^{-1} (isprekidane linije).



Slika 17. Fazni pomak usisnih i ispušnih ventila

5. KALIBRACIJA SIMULACIJSKOG MODELA

Kako su u prethodnim poglavljima opisane konstante turbulentnih veličina i veličina vezanih za izgaranje, potrebno je pronaći odgovarajuće vrijednosti tih parametara, odnosno izvršiti kalibraciju simulacijskog modela. Referentni podaci korišteni za kalibraciju simulacijskog modela odabrani su od strane proizvođača [4], za puno opterećenje motora.

5.1. Kalibracija fraktalnog modela izgaranja

Kalibracija se započinje odabirom inicijalnih vrijednosti konstanti fraktalnog modela izgaranja i K - k pod-modela turbulencije. Preporučene vrijednosti konstanti prema [2] dane su u Tablici 3.

Tablica 3. Preporučene vrijednosti konstanti fraktalnog modela [2]

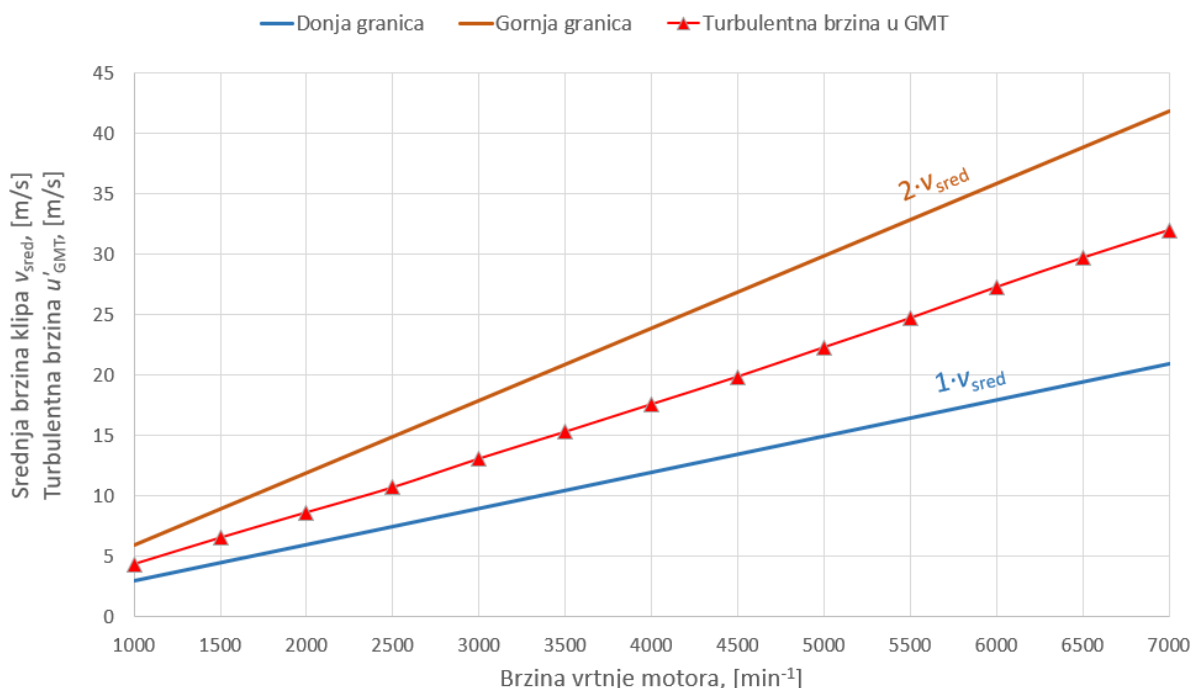
KONSTANTA	OZNAKA	VRIJEDNOST	DIMENZIJA
Konstanta zakašnjenja paljenja	c_{ign}	1	[-]
Prijelazni radijus fronte plamena	$r_{f,ref}$	0,01	[-]
Produkcijska konstanta turbulencije	c_t	0,5	[-]
Parametar opadanja turbulencije	c_L	0,5	[-]
Eksponent omjera gustoće	m	-0,33	[-]
Udio izgorjele smjese	w_2	0,2	[-]
Eksponent laminarne brzine plamena	d	2	[-]

Nakon postavljanja preporučenih vrijednosti konstanti potrebno je pokrenuti simulaciju te usporediti dobivene rezultate s podacima koje propisuje proizvođač. Prema [2], u većini slučajeva konstante $r_{f,ref}$, w_2 i d ne mijenjaju svoju vrijednost te će se stoga preostale konstante modela kalibrirati.

5.1.1. Kalibracija konstanti K - k pod-modela turbulencije

U poglavlju 3.2.1.3. opisan je utjecaj vrijednosti konstanti K - k pod-modela turbulencije na vrijednosti intenziteta turbulencije odnosno na turbulentnu brzinu u' . Kalibracija navedenih

konstanti provodi se tako da se vrijednost turbulentne brzine u' u gornjoj mrtvoj točki dovede u raspon prema izrazu (7).



Slika 18. Vrijednosti turbulentne brzine u' u GMT pri različitim brzinama vrtnje motora

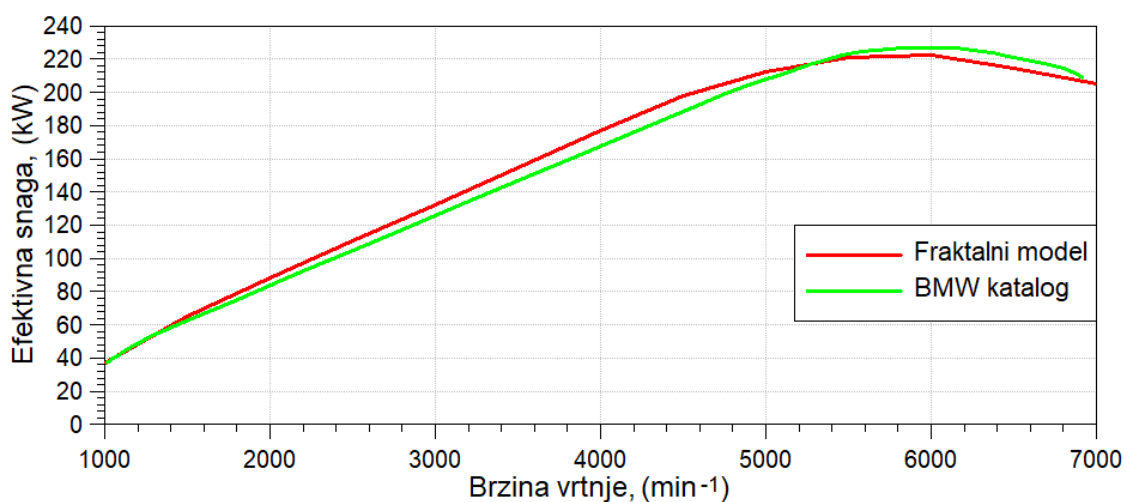
Na Slici 18. prikazane su vrijednosti turbulentne brzine u' u gornjoj mrtvoj točki. Donju i gornju granicu određuju vrijednosti srednje brzine klipa množene sa faktorom 1 odnosno 2, prema (7). Lako je uočiti kako se dobivene vrijednosti turbulentne brzine u'_{GMT} nalaze na sredini raspoloživog područja što ukazuje kako je pod-model turbulencije dobro kalibriran u pogledu predviđanja trenda porasta turbulentne kinetičke energije.

5.1.2. Kalibracija konstanti izgaranja

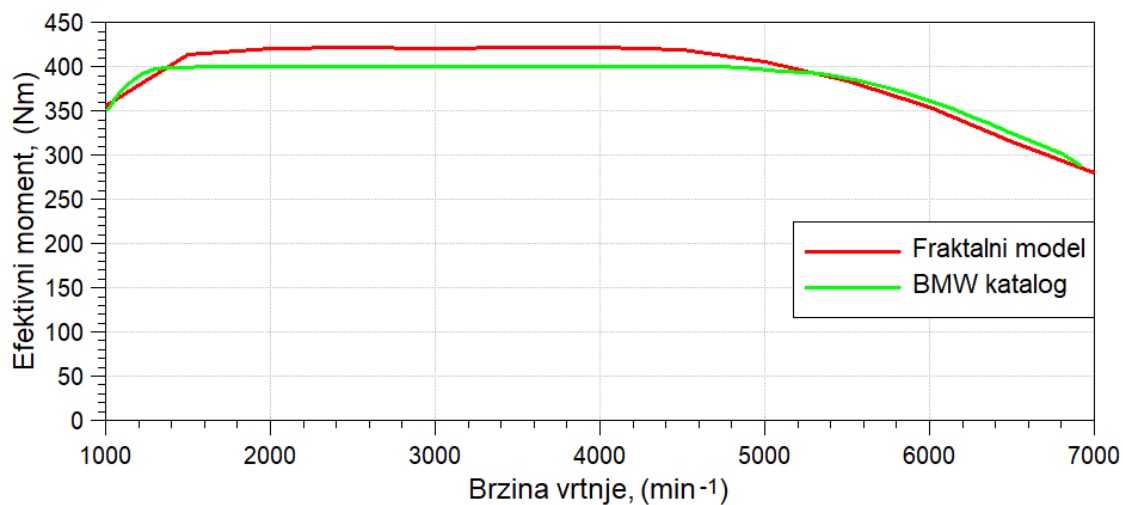
Nakon kalibracije konstanti turbulentnih veličina, potrebno je provesti kalibraciju preostalih konstanti vezanih za izgaranje. Kao referentni podaci za usporedbu korišteni su efektivni moment i efektivna snaga pri punom opterećenju BMW-ovog motora N55 koje propisuje proizvođač [4]. Uz kalibriranje konstanti bilo je potrebno podesiti i tlak prednabijanja kako bi se ostvarile iste vrijednosti efektivne snage i efektivnog momenta pri punom opterećenju. Uz to, bilo je potrebno pratiti pojavu detonantnog izgaranja pomoću potrebnog oktanskog broja goriva. Nakon završene kalibracije simulacijskog modela s fraktalnim modelom izgaranja, vrijednosti konstanti pri svim brzinama vrtnje motora prikazane su u Tablici 4.

Tablica 4. Kalibracijske konstante pri svim brzinama vrtnje motora

KONSTANTA	OZNAKA	VRIJEDNOST	DIMENZIJA
Konstanta zakašnjenja paljenja	c_{ign}	1	[-]
Prijelazni radijus fronte plamena	$r_{f,ref}$	0,01	[-]
Produkcijska konstanta turbulencije	c_t	0,6	[-]
Parametar opadanja turbulencije	c_L	0,38	[-]
EkspONENT omjera gustoće	m	-0,5	[-]
Udio izgorjele smjese	w_2	0,3	[-]
EkspONENT laminarne brzine plamena	d	2	[-]

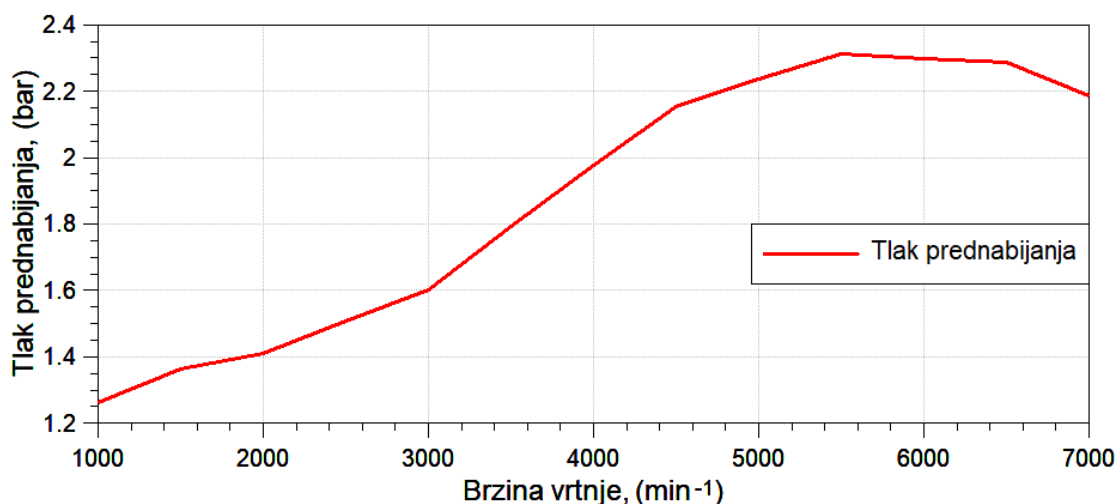


Slika 19. Usporedba maksimalne efektivne snage motora ostvarene simulacijom i referentne efektivne snage



Slika 20. Usporedba maksimalnog efektivnog momenta motora ostvarenog simulacijom i referentnog efektivnog momenta motora

Na Slikama 19. i 20. prikazane su usporedbe maksimalne efektivne snage i maksimalnog efektivnog momenta ostvarenih simulacijom s referentnim podacima nakon provedene kalibracije. U simulacijskom modelu primijenjen je pojednostavljeni model turbopunjača (eng. „*Simplified Model*“) koji ne obuhvaća definiranje mape rada turbine i kompresora. Ukupni efektivni stupanj djelovanja turbopunjača iznosi $\eta_{e, \text{turbopunjač}} = 0,5$. Pri punom opterećenju motora, kada je zaklopka snage potpuno otvorena, primjenjuje se tzv. „*Turbine Layout Calculation*“ način rada turbopunjača koji ostvaruje definirani omjer tlaka prednabijanja regulacijom protoka ispušnih plinova kroz turbinu. Na Slici 21. prikazan je tlak prednabijanja potreban za ostvarivanje maksimalne efektivne snage i maksimalnog efektivnog momenta.



Slika 21. Tlak prednabijanja pri različitim brzinama vrtnje

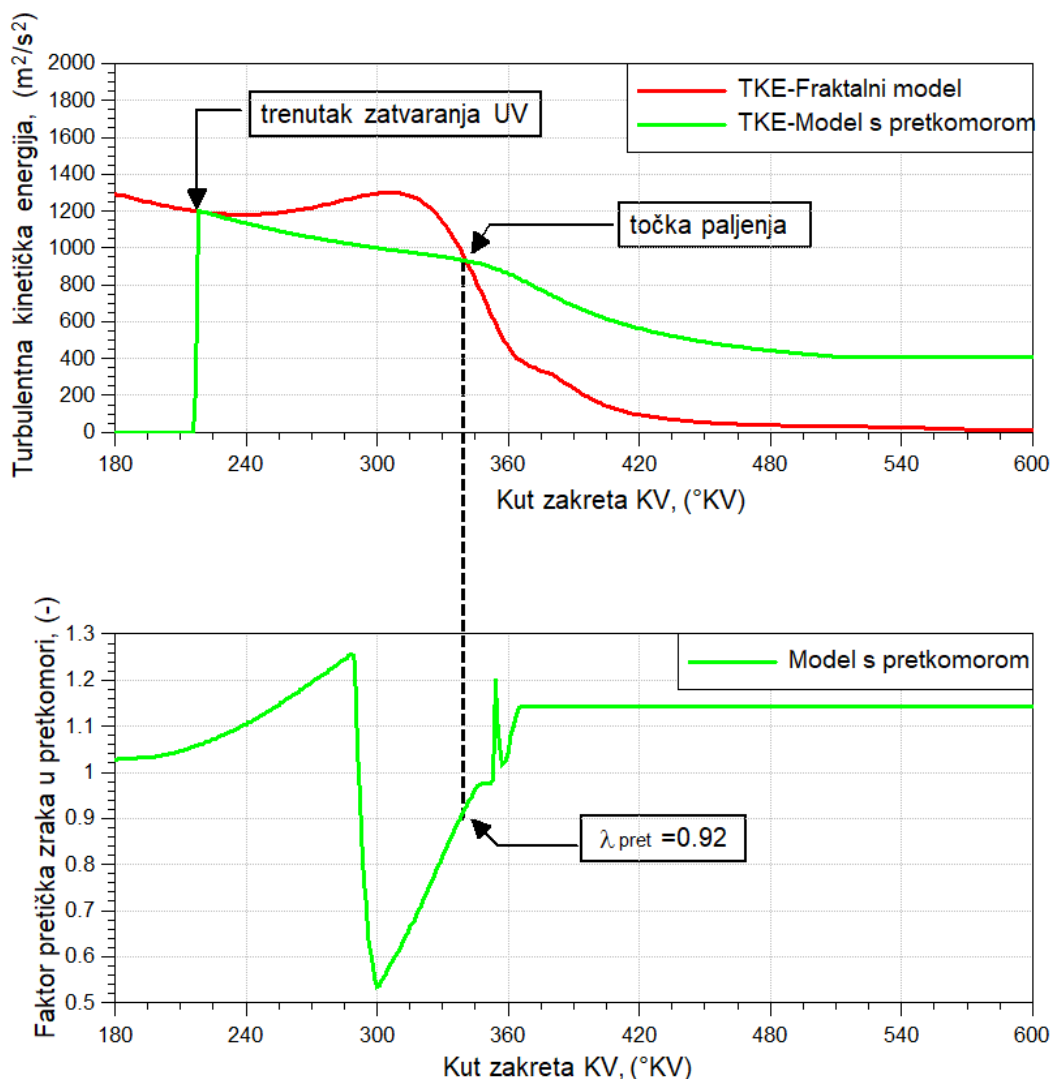
5.2. Kalibracija modela s pretkomorom

Analogno kao i kod fraktalnog modela, potrebno je provesti kalibraciju konstanti turbulentnih veličina i veličina vezanih uz tijek izgaranja za model s pretkomorom.

5.2.1. Kalibracija konstanti turbulentnih veličina

Kako bi uspoređivanje značajki rada konvencionalnog Ottovog motora (fraktalni model izgaranja) i Ottovog motora s pretkomorom bilo valjano, potrebno je postići jednake razine turbulentne kinetičke energije u trenutku zatvaranja usisnih ventila-UV (početak takta kompresije) i u trenutku početka paljenja. Time je ostvaren jednak intenzitet turbulencije koji će utjecati na razvijanje i širenje fronte plamena pri izgaranju. Trenutak paljenja određen je

kvalitetom smjese u pretkomori; u trenutku paljenja smjesa u pretkomori treba biti bogata odnosno $\lambda \approx 0,9$. U poglavlju 3.3.1. navedene su konstante turbulentnih veličina modela s pretkomorom čiji je utjecaj na iznos turbulentne kinetičke energije potom objašnjen. Pokazati će se za jednu radnu točku način kalibracije navedenih konstanti. Za početak potrebno je analizirati utjecaj pojedinih konstanti na razinu turbulentne kinetičke energije (TKE). Analiza osjetljivosti provodi se povećanjem odnosno smanjenjem vrijednosti konstanti te razmatranjem utjecaja tih promjena na razinu TKE. Analizom je ustanovljeno kako su konstanta disipacije C_D i konstanta razine turbulencije C_{TL} najpogodnije za kalibraciju budući da promjena njihovih vrijednosti najviše pridonosi povećanju odnosno smanjenju razine TKE. Na Slici 22. prikazan je postupak kalibracije TKE za radnu točku s brzinom vrtnje od 4000 min^{-1} , dok je trenutak paljenja 20°KV prije GMT. Postupak je analogan za sve ostale radne točke motora.



Slika 22. Postupak kalibracije TKE za model s pretkomorom

Nakon provedene kalibracije za sve radne točke motora, vrijednosti konstanti C_D i C_{TL} pri brzinama vrtnje motora prikazane su u Tablici 5. i 6., a preostale konstante koje se ne mijenjaju s brzinom vrtnje motora prikazane su u Tablici 7.

Tablica 5. Vrijednosti konstanti za brzine vrtnje motora od 1000 min⁻¹ do 4000 min⁻¹

	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
C_D	0,085	0,04	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
C_{TL}	1,9	1,9	1,7	1,8	2	2,1	2,2

Tablica 6. Vrijednosti konstanti za brzine vrtnje motora od 4500 min⁻¹ do 7000 min⁻¹

	4500	5000	5500	6000	6500	7000
C_D	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,035
C_{TL}	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,8

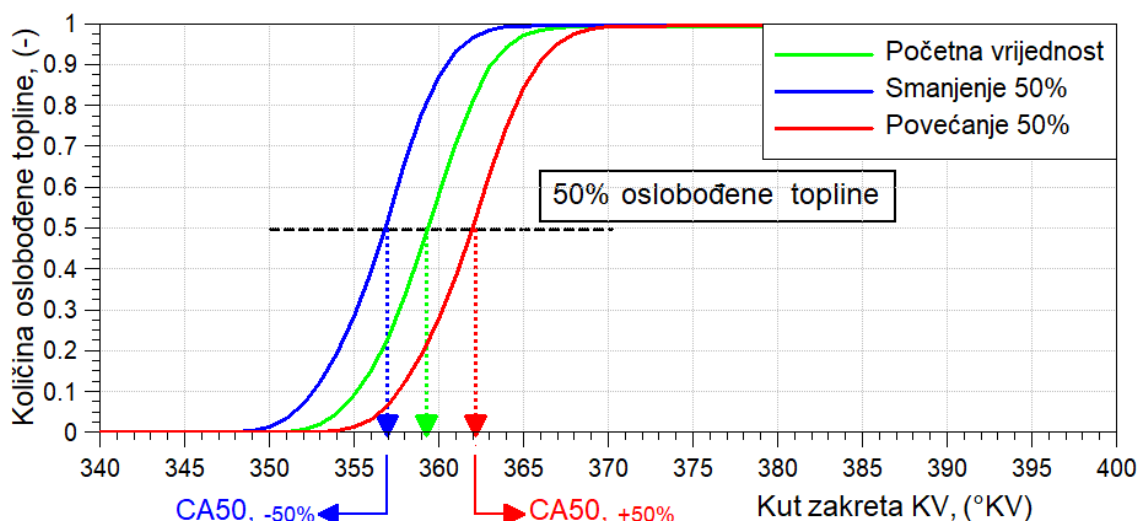
Tablica 7. Vrijednosti preostalih konstanti za sve brzine vrtnje motora

C_{squish}	C_{swirl}	C_{sf}	C_C	$C_{turb,pc}$
1	1	1	5	0,1

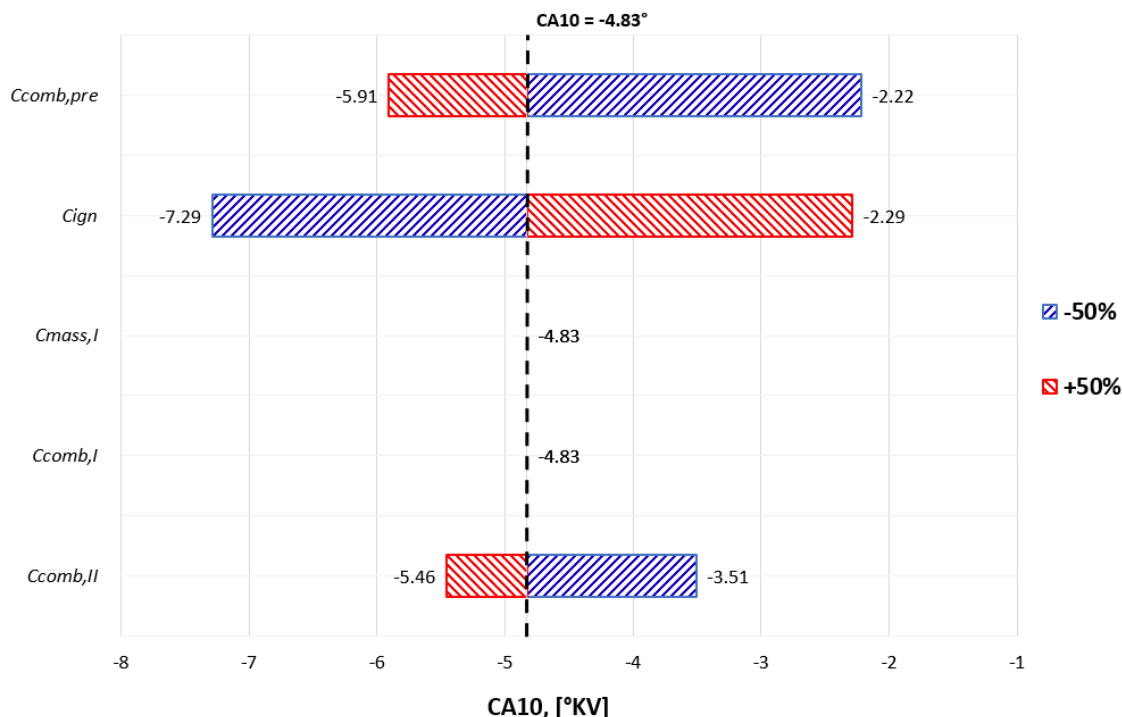
5.2.2. Analiza osjetljivosti PCSI modela na promjenu vrijednosti konstanti

Provedena je analiza osjetljivosti (eng. *Sensitivity Analysis*) konstanti na brzinu oslobađanja topline (eng. *ROHR-Rate of Heat Release*). Prilikom analize promatrao se utjecaj vrijednosti konstanti na položaj težišta izgaranja CA50, kao i na početak CA10 odnosno završetak CA90 izgaranja. Težište izgaranja CA50 predstavlja kut zakreta koljenastog vratila pri kojem je oslobođeno 50% topline. Analogno CA10 i CA90 predstavljaju kutove zakreta koljenastog vratila pri kojima se ostvaruje 10% odnosno 90% oslobođene topline. Pokazati će se utjecaj promjene jedne konstante na položaj težišta odnosno početka i završetka izgaranja, dok se pri tome ostale konstante ne mijenjaju. Na analogan način provedena je analiza i za ostale konstante. Na Slici 23. prikazani su kutovi zakreta koljenastog vratila pri kojima se ostvaruje 50% oslobođene topline za slučaj povećanja odnosno smanjenja vrijednosti konstante C_{ign} za 50%. Iz slike je vidljivo kako u slučaju smanjenja vrijednosti konstante za 50% težište

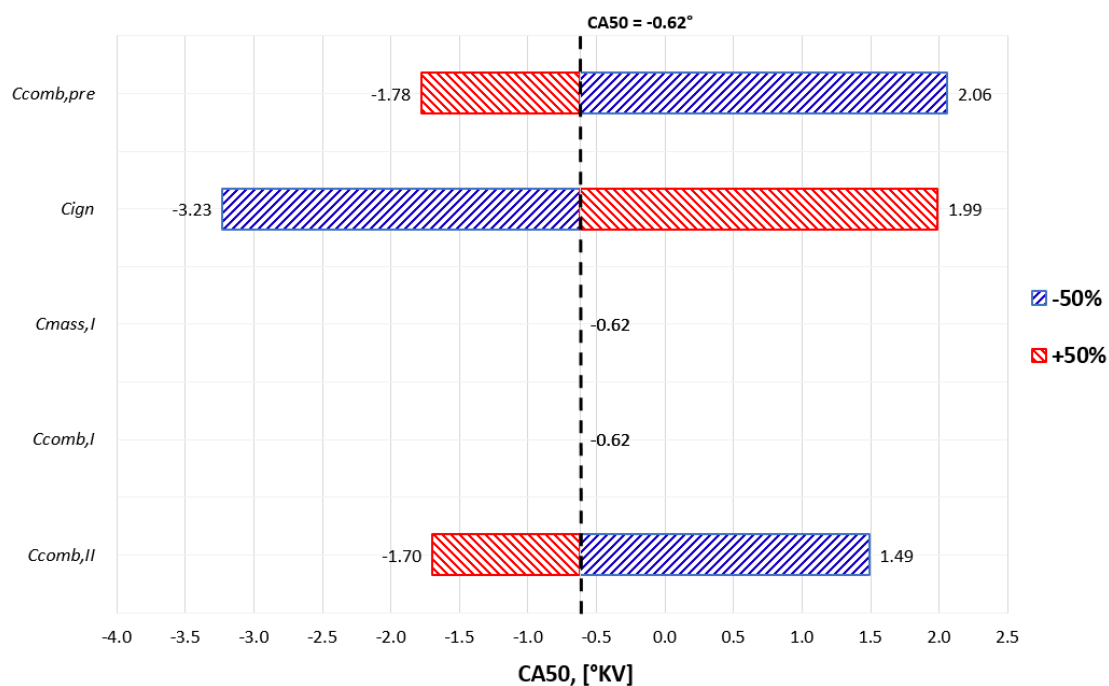
izgaranja nastupa prije GMT (360°KV), dok za slučaj povećanja vrijednosti za 50% težište nastupa poslije GMT. To proizlazi iz izraza (16) gdje je vidljivo da će izgaranje nastupiti tek kada se zadovolji navedeni uvjet. Veća vrijednost konstante C_{ign} uzrokuje povećanje vremena potrebnog da nastupi izgaranje u glavnom prostoru izgaranja jer radijus fronte plamena u pretkomori R_f treba porasti u odnosu na duljinu pretkomore l_{PC} . Posljedica toga je da težište izgaranja nastupa poslije gornje mrtve točke.



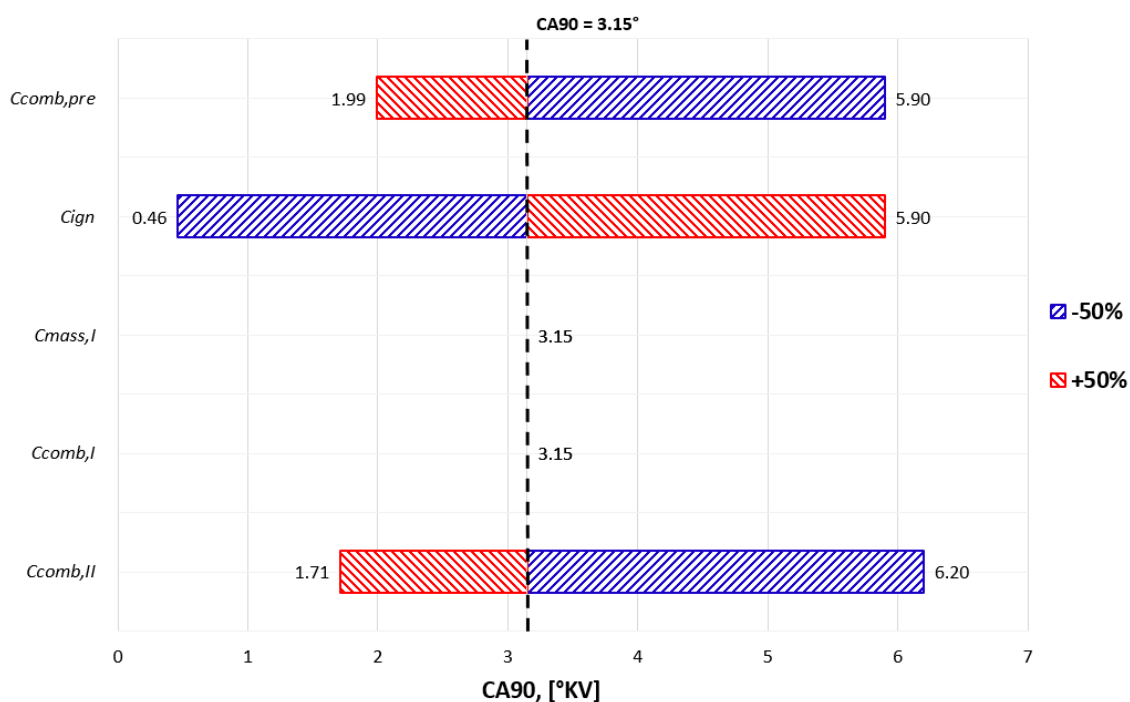
Slika 23. Utjecaj promjene konstante C_{ign} na težište CA50 izgaranja



Slika 24. Analiza osjetljivosti trenutka početka izgaranja CA10



Slika 25. Analiza osjetljivosti trenutka težišta izgaranja CA50



Slika 26. Analiza osjetljivosti trenutka završetka izgaranja CA90

Na Slikama 24., 25. i 26. prikazan je utjecaj promjene vrijednosti konstanti na položaj početka izgaranja CA10, težišta izgaranja CA50 i završetka izgaranja CA90. Vidljivo je kako

konstante $C_{comb,pre}$, C_{ign} i $C_{comb,II}$ imaju značajniji utjecaj na promjenu položaja početka izgaranja CA10, težišta izgaranja CA50 i završetka izgaranja CA90. Kako su odabrane vrijednosti konstanti $C_{mass,I}$ i $C_{comb,I}$ prilično male, povećanje odnosno smanjenje vrijednosti tih konstanti za 50% ne utječe na promjenu položaja početka, težišta i završetka izgaranja. Smanjenjem vrijednosti konstanti $C_{comb,pre}$ i $C_{comb,II}$ za 50% položaj težišta izgaranja CA50 i završetka izgaranja CA90 odmiče se od gornje mrtve točke, dok se položaj početka izgaranja CA10 primiče gornjoj mrtvoj točki. S druge strane, povećanjem vrijednosti konstanti $C_{comb,pre}$ i $C_{comb,II}$ za 50% položaj početka izgaranja CA10 i težišta izgaranja CA50 odmiče se od gornje mrtve točke, a položaj završetka izgaranja CA90 primiče se gornjoj mrtvoj točki. Kako je pokazano na Slici 23., smanjenje vrijednosti konstante C_{ign} za 50% uzrokuje ranije izgaranje, odnosno položaj početka izgaranja CA10 i težišta izgaranja CA50 nastupa prije gornje mrtve točke, a položaj završetka izgaranja CA90 primiče se gornjoj mrtvoj točki. Povećanjem vrijednosti konstante C_{ign} za 50% položaj težišta izgaranja CA50 i završetka izgaranja CA90 odmiče se od gornje mrtve točke, dok se položaj početka izgaranja CA10 primiče gornjoj mrtvoj točki. Nakon provedene analize, vrijednosti konstanti odabrane su tako da bi se ostvario povoljan tijek izgaranja pri svim brzinama vrtnje motora. Odabrane vrijednosti konstanti pri svim brzinama vrtnje motora navedene su u Tablici 8.

Tablica 8. Konstante izgaranja modela s pretkomorom

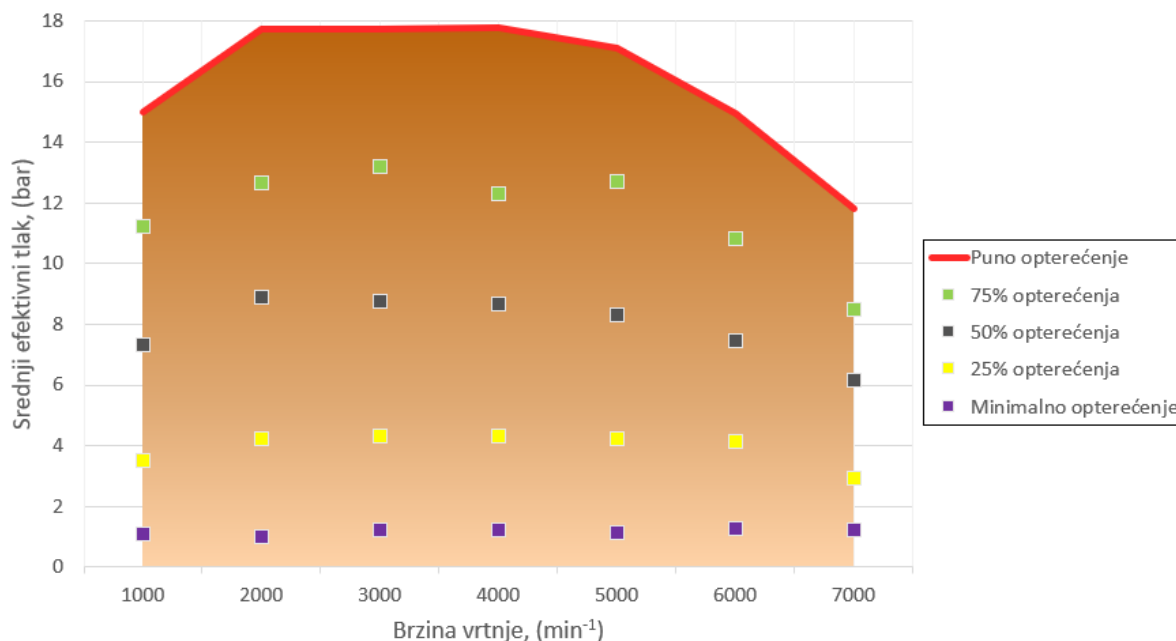
$C_{comb,pre}$	C_{ign}	$C_{mass,I}$	$C_{comb,I}$	$C_{comb,II}$
0,45	0,35	0,01	0,2	0,5

6. REZULTATI SIMULACIJA I USPOREDBA ZNAČAJKI

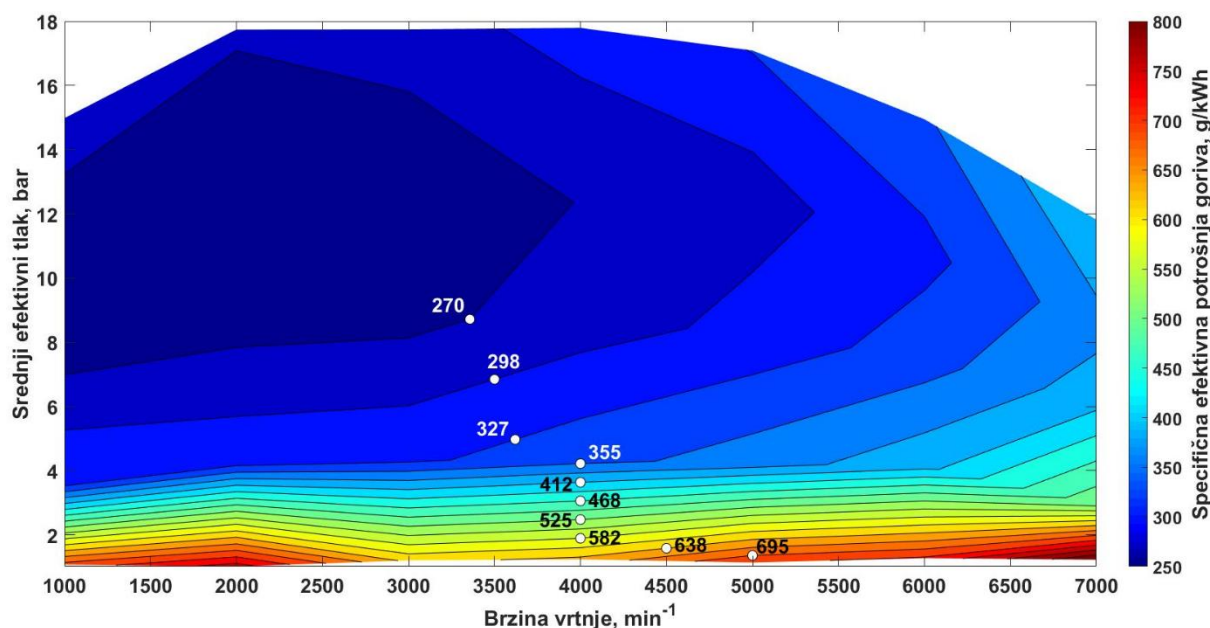
Nakon što se izvršila kalibracija fraktalnog modela izgaranja koji će se primijeniti za simulacije rada konvencionalnog Ottovog motora i kalibracija modela izgaranja s pretkomorom, potrebno je provesti simulacije kako bi se ostvareni rezultati mogli usporediti i analizirati. Najprije će se provesti simulacije rada konvencionalnog Ottovog motora budući da će ti rezultati biti referentni za daljnju usporedbu. Simulacije rada Ottovog motora s pretkomorom provesti će se najprije s istim početnim uvjetima kao i kod konvencionalnog Ottovog motora te nakon toga uz korekciju tlaka usisa kako bi se ostvarila ista efektivna snaga motora kao i kod konvencionalnog Ottovog motora.

6.1. Konvencionalni Ottov motor-fraktalni model izgaranja

Na Slikama 19. i 20. prikazane su krivulje maksimalne efektivne snage i maksimalnog efektivnog momenta motora ostvarene simulacijom u usporedbi s podacima koje propisuje proizvođač [4]. Potom su izrađena djelomična opterećenja za slučaj 75%, 50% i 25% punog opterećenja te za slučaj minimalnog opterećenja kako bi se pokrilo cjelokupno radno područje motora. Konvencionalni Ottov motor s direktnim ubrizgavanjem goriva u cilindar radi sa stehiometrijskom smjesom, odnosno faktor pretička zraka iznosi $\lambda = 1$. Prilikom simuliranja djelomičnih opterećenja način rada turbopunjača promijenjen je iz „*Turbine Layout Calculation*“ u „*Boost Pressure Calculation*“. Takav način rada turbopunjača omogućuje ostvarivanje tlaka prednabijanja ovisno o količini protoka ispušnih plinova kroz turbinu. Regulacijom zaklopke za snagu regulira se količina zraka koja se usisava za vrijeme takta usisa, odnosno količina zraka koja će biti dostupna za izgaranje, pa će posljedično tome količina ispušnih plinova biti ovisna o količini usisanog zraka. Smanjenjem protoka ispušnih plinova kroz turbinu smanjuje se ostvarivi tlak prednabijanja. Na temelju radnih točaka djelomičnih opterećenja izrađeni su topografski dijagrami specifične efektivne potrošnje goriva g_e , potrebnog oktanskog broja goriva te emisije dušikovih oksida (NO_x) i ugljikovog monoksida (CO). Topografski dijagrami su vrlo pogodni za prikazivanje dobivenih veličina u cjelokupnom radnom području motora. Na Slici 27. prikazane su radne točke motora za slučaj djelomičnih opterećenja.

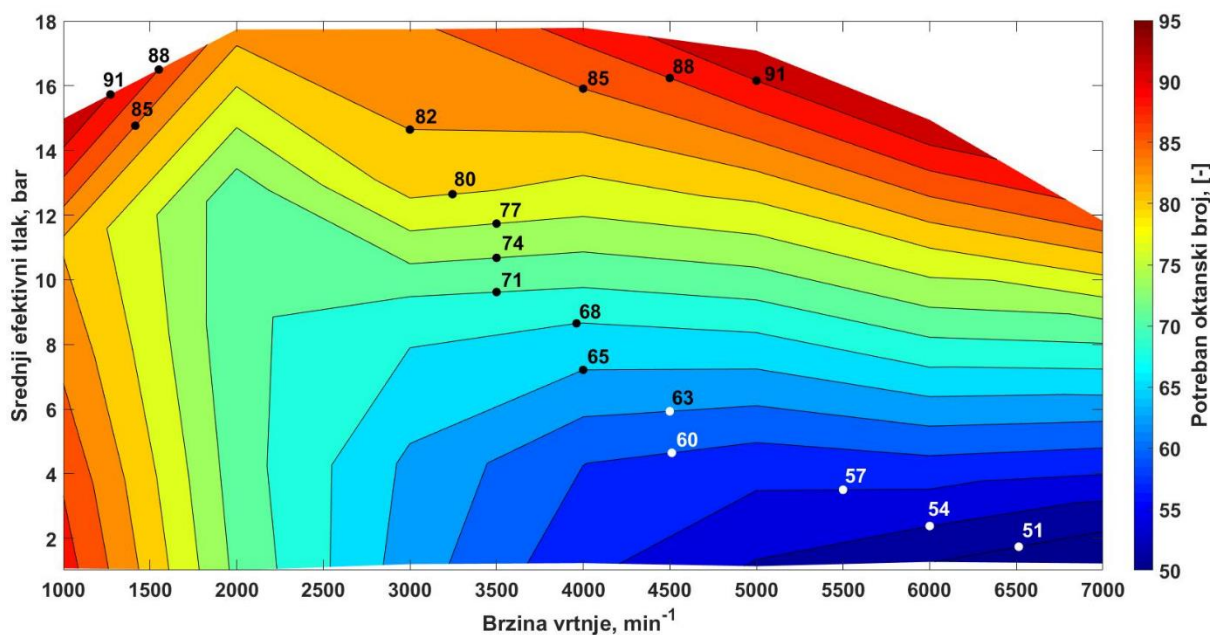


Slika 27. Djelomična opterećenja konvencionalnog Ottovog motora



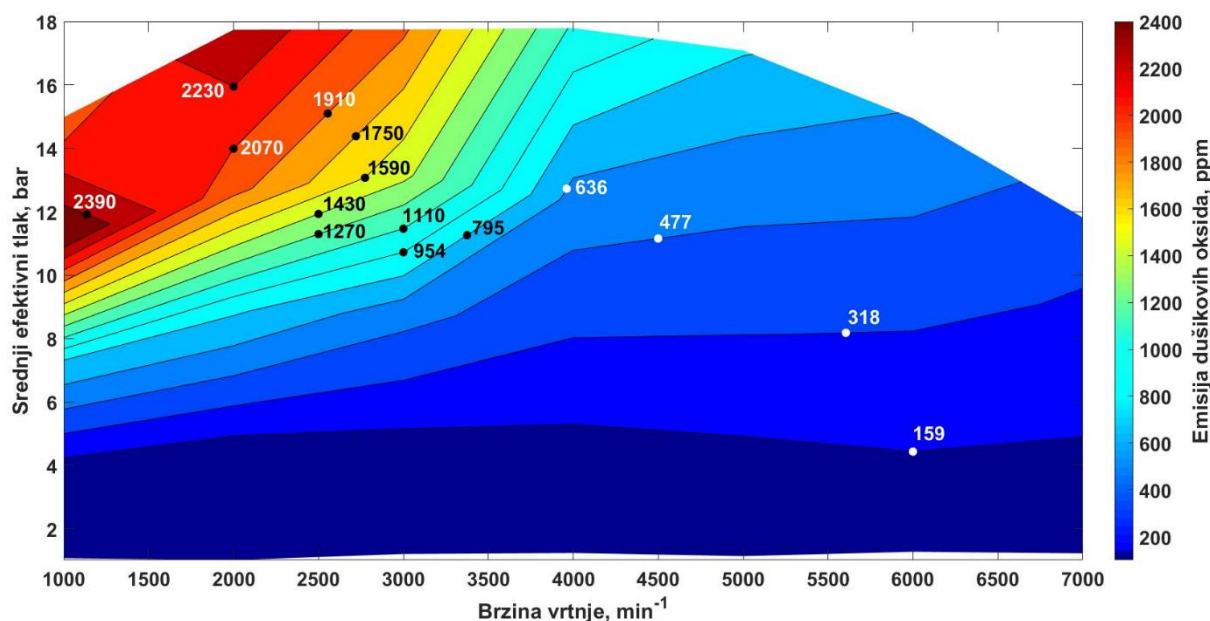
Slika 28. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva konvencionalnog Ottovog motora

Na Slici 28. prikazan je topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva g_e konvencionalnog Ottovog motora. Specifična efektivna potrošnja goriva kod motora ovisi o brzini vrtnje i opterećenju motora. Kao mjera opterećenja korišten je srednji efektivni tlak. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva daje uvid na potrošnju goriva u cijelom radnom području motora. Na taj način moguće je odrediti režim rada motora pri kojem se ostvaruje najmanja potrošnja goriva.



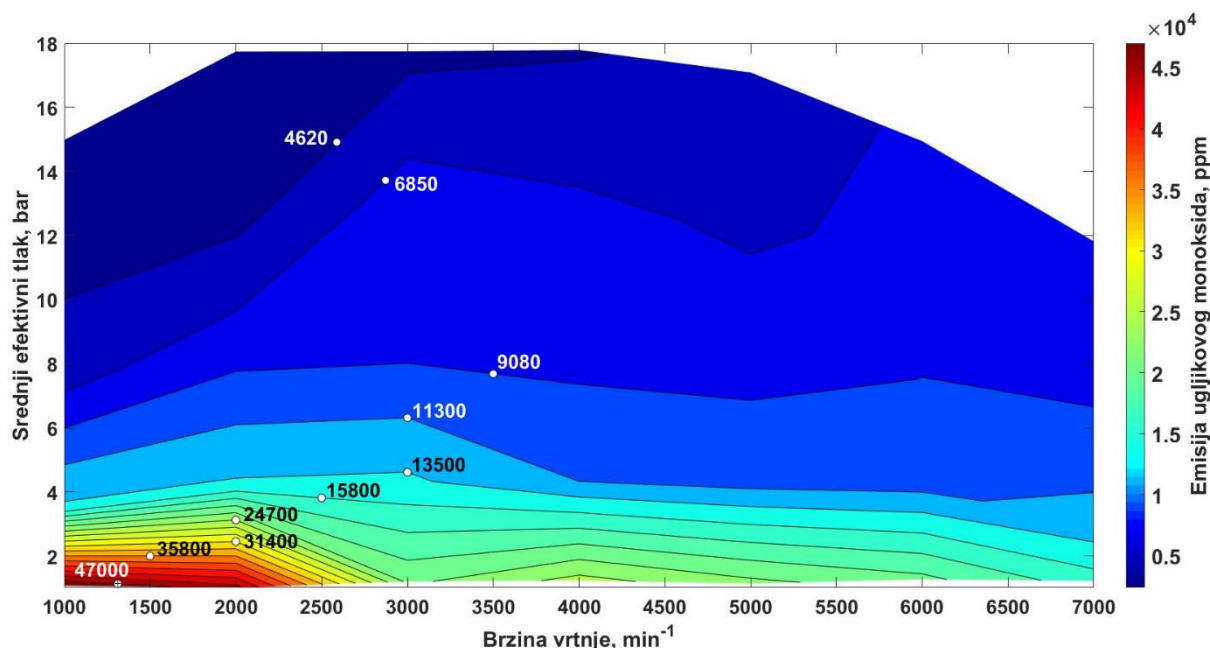
Slika 29. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva konvencionalnog Ottovog motora

Na Slici 29. prikazan je topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva *ON* konvencionalnog Ottovog motora. Navedeni dijagram omogućava uvid potrebnog oktanskog broja goriva u cijelom radnom području motora. Prema dijagramu vidljivo je kako pri punom opterećenju motora potreban oktanski broj goriva ne prelazi 95 oktana što ukazuje kako pri punom opterećenju motora neće doći do pojave detonantnog izgaranja upotrebom benzinskog goriva oktanskog broja 95.



Slika 30. Topografski dijagram emisija dušikovih oksida konvencionalnog Ottovog motora

Na Slici 30. prikazan je topografski dijagram emisija dušikovih oksida NO_x u cilindru motora. Glavni uzročnik stvaranja dušikovih oksida je visoka temperatura izgaranja. Vidljivo je kako najveće emisije dušikovih oksida nastaju pri većem opterećenju motora i pri nižim brzinama vrtnje motora gdje se javljaju visoke temperature izgaranja. Vršne temperature u cilindru motora pri kojima su najveće emisije dušikovih oksida kreću se od 2460-2500 K.



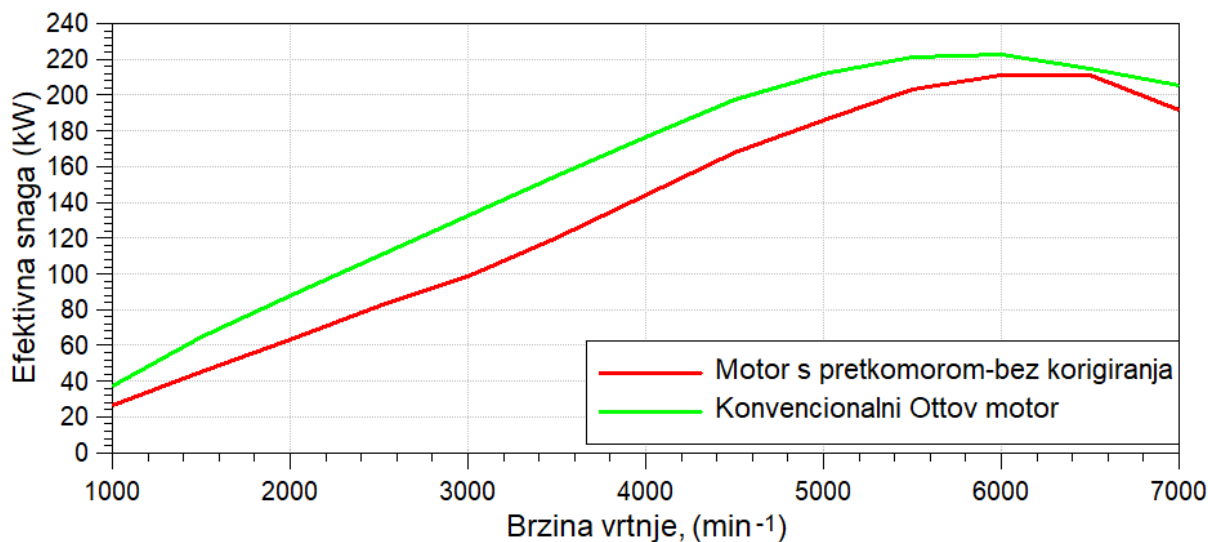
Slika 31. Topografski dijagram emisija ugljikovog monoksida konvencionalnog Ottovog motora

Na Slici 31. prikazan je topografski dijagram emisija ugljikovog monoksida CO u cilindru motora. Ugljikov monoksid posljedica je nepotpunog izgaranja odnosno djelomične oksidacije spojeva koji sadrže ugljik. Vidljivo je kako se najveće emisije ugljikovog monoksida ostvaruju pri niskom opterećenju motora i niskim brzinama vrtnje motora. Pri niskim brzinama vrtnje motora slabije je ispiranje cilindra odnosno odvođenje zaostalih produkata izgaranja što za posljedicu ima nepotpuno izgaranje smjese, a time i porast emisija ugljikovog monoksida.

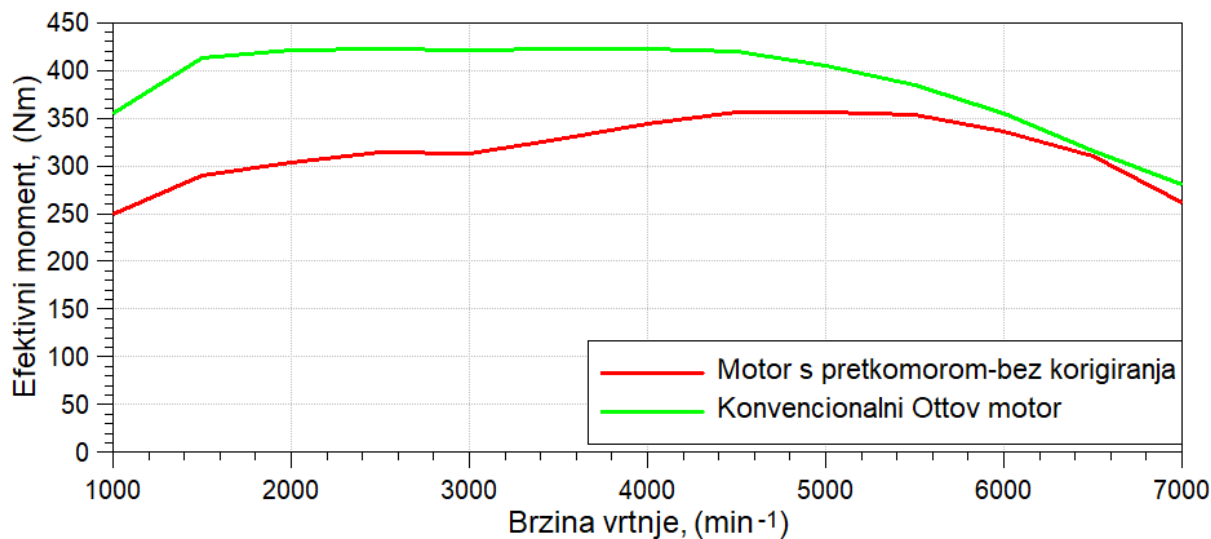
6.2. Ottov motor s pretkomorom bez korekcije rubnih uvjeta

Kako je rečeno na početku, najprije će se provesti simulacija rada Ottovog motora s pretkomorom bez korigiranja rubnih uvjeta odnosno tlaka usisa. Prema tome, simulacijski modeli konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom potpuno su jednaki u pogledu geometrijskih karakteristika, dok je jedina razlika način izgaranja. U glavnom prostoru izgaranja smjesa je siromašna pri čemu faktor pretička zraka iznosi $\lambda = 1,5$. Kako

Ottov motor s pretkomorom radi sa siromašnom smjesom u glavnom prostoru izgaranja, za očekivati je da će uz iste tlakove prednabijanja efektivna snaga takvog motora biti manja u odnosu na isti motor sa svjećicom, budući da radi sa znatno bogatijom smjesom. Na Slikama 32. i 33. prikazane su usporedbe efektivne snage i efektivnog momenta navedenih motora.



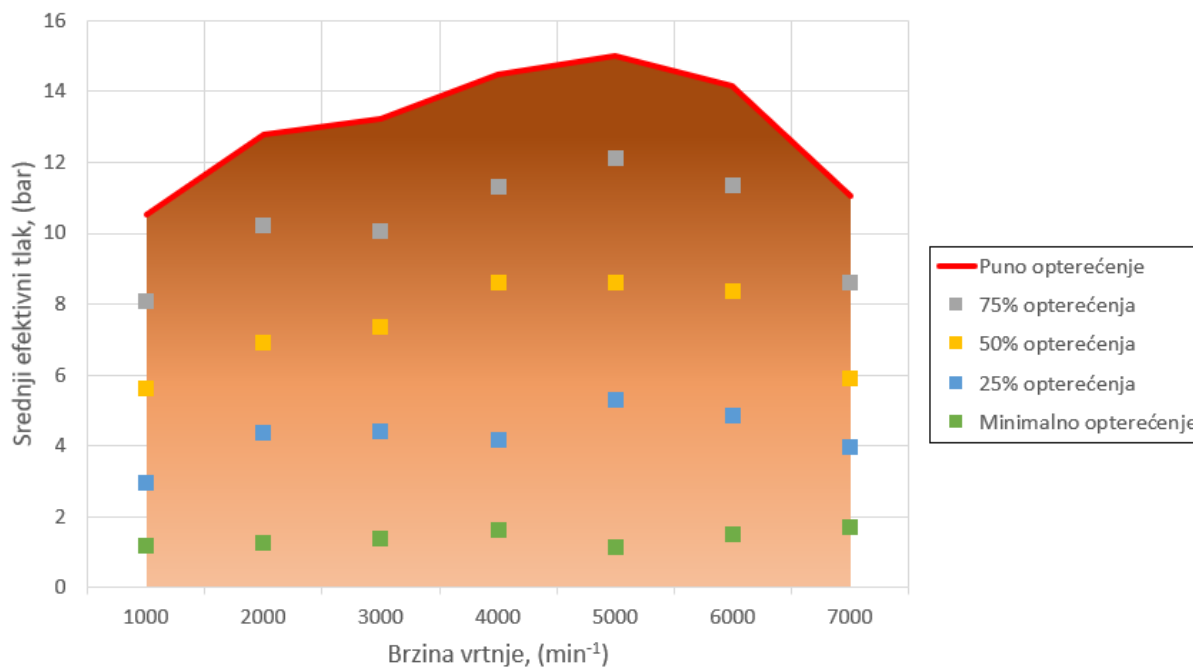
Slika 32. Usporedba efektivne snage konvencionalnog Ottovog motora i motora s pretkomorom



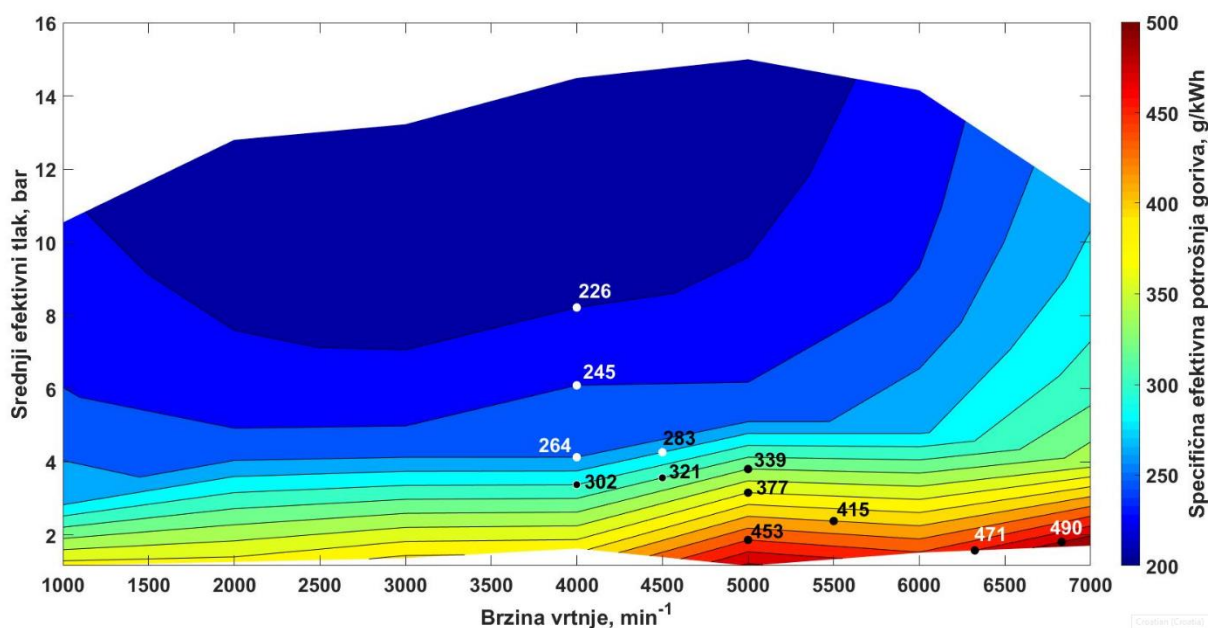
Slika 33. Usporedba efektivnog momenta konvencionalnog Ottovog motora i motora s pretkomorom

Prema dijagramima na Slikama 32. i 33. vidljivo je kako se pri brzini vrtnje motora od približno 6500 min⁻¹ ostvaruje gotovo ista efektivna snaga odnosno efektivni moment kao i kod konvencionalnog Ottovog motora. Izrađena su djelomična opterećenja za slučaj 75%, 50% i 25% punog opterećenja te za slučaj minimalnog opterećenja kako bi se pokrilo cjelokupno

radno područje motora, a na taj način omogućila izrada topografskih dijagrama istih veličina kao i kod konvencionalnog Ottovog motora. Na Slici 34. prikazane su radne točke motora s pretkomorom pri djelomičnom opterećenju.

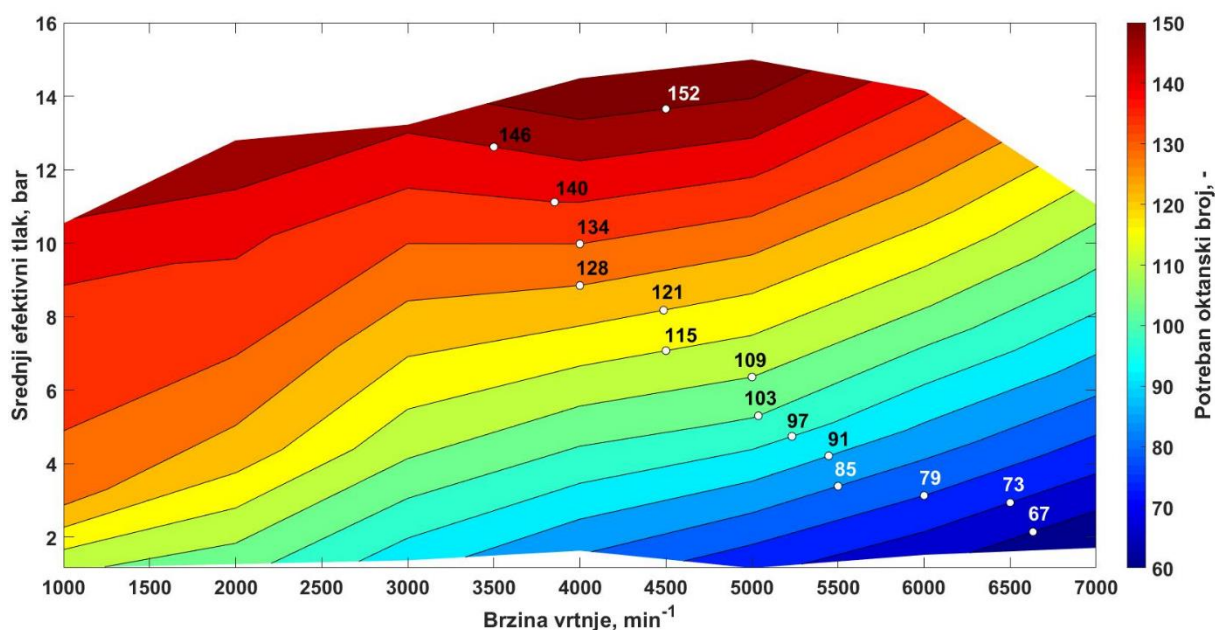


Slika 34. Djelomična opterećenja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa



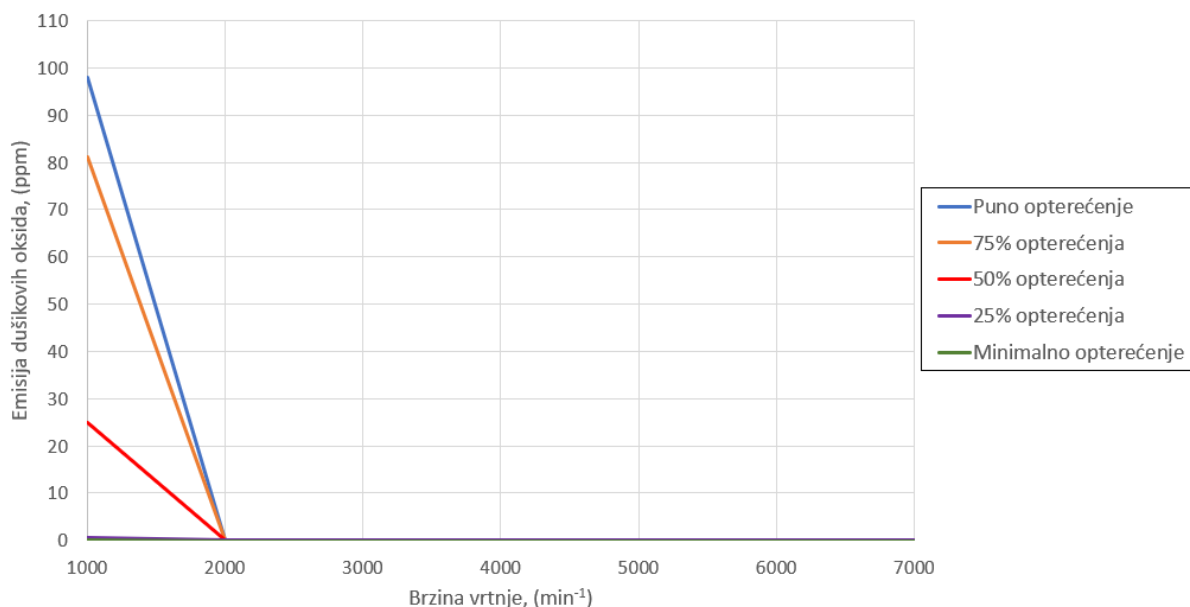
Slika 35. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa

Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva g_e prikazan na Slici 35. pokazuje kako kod Ottovog motora s pretkomorom dolazi do smanjenja potrošnje goriva po cijelom radnom području motora u usporedbi s konvencionalnim Ottovim motorom. Rezultat je i očekivan upravo zbog ranije spomenute siromašne smjese u glavnom prostoru izgaranja. Iako se ostvaruje smanjenje potrošnje goriva u odnosu na konvencionalni Ottov motor, posljedično se smanjuje i maksimalna efektivna snaga motora s pretkomorom za slučaj jednakih rubnih uvjeta obaju motora.



Slika 36. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa

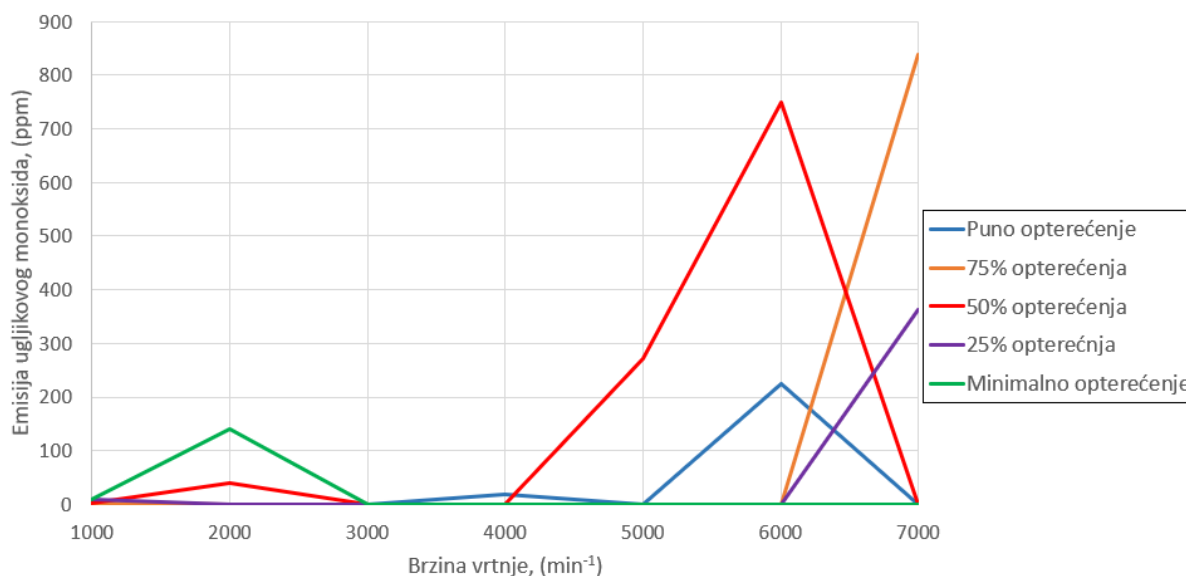
Na Slici 36. prikazan je topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva ON motora s pretkomorom za slučaj bez korigiranja tlaka usisa. Uvidom u dijagram vidljivo je kako pri punom opterećenju motora potreban oktanski broj goriva iznosi znatno više od 95 odnosno 98, što ukazuje kako bi pri korištenju dostupnih benzinskih goriva s 95 odnosno 98 oktana došlo do pojave detonantnog izgaranja. Razlog tako velikom povećanju potrebnog oktanskog broja goriva pri istim rubnim uvjetima kao i kod konvencionalnog Ottovog motora posljedica je povećanja udjela zaostalih produkata izgaranja u cilindru motora. Zbog lošijeg ispiranja cilindra, odnosno odvođenja zaostalih produkata izgaranja, dolazi do povećanja inicijalne temperature na početku kompresije što u konačnici rezultira znatno većim oktanskim brojem.



Slika 37. Usporedba emisija dušikovih oksida za različita opterećenja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa

Slika 37. prikazuje usporedbu emisija dušikovih oksida NO_x motora s pretkomorom za slučaj bez korigiranja tlaka usisa. Iz dijagrama je vidljivo da za slučaj punog opterećenja pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1} smanjenje emisija dušikovih oksida iznosi čak 95% u odnosu na puno opterećenje pri istoj brzini vrtnje kod konvencionalnog Ottovog motora. Uzrok tako velikom smanjenju emisija ponovno proizlazi iz siromašne smjese u glavnom prostoru izgaranja čijim izgaranjem nastaju temperature znatno niže od onih koje nastaju izgaranjem bogate smjese kod konvencionalnih Ottovih motora. Također, rezultati dobiveni simulacijom pokazuju kako pri brzinama vrtnje većim od 2000 min^{-1} emisija dušikovih oksida gotovo da i nema u cijelom području rada motora.

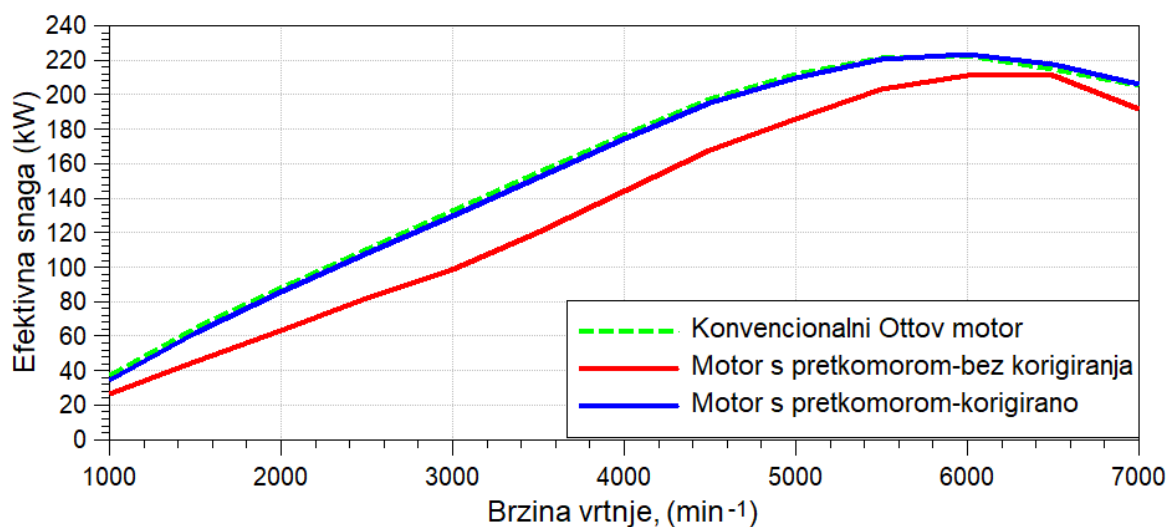
Na Slici 38. prikazana je usporedba emisija ugljikovog monoksida CO motora s pretkomorom za slučaj bez korigiranja tlaka usisa. Prema dijagramu vidljivo je kako se najveće emisije ugljikovog monoksida ostvaruju pri većim brzinama vrtnje motora te pri opterećenjima manjim od najvećeg. Budući da motor s pretkomorom radi sa siromašnom smjesom u glavnom prostoru izgaranja, veća je količina svježeg zraka na raspolaganju za izgaranje za razliku od konvencionalnog Ottovog motora. Prema tome su i emisije ugljikovog monoksida motora s pretkomorom znatno niže u usporedbi s konvencionalnim Ottovim motorom.



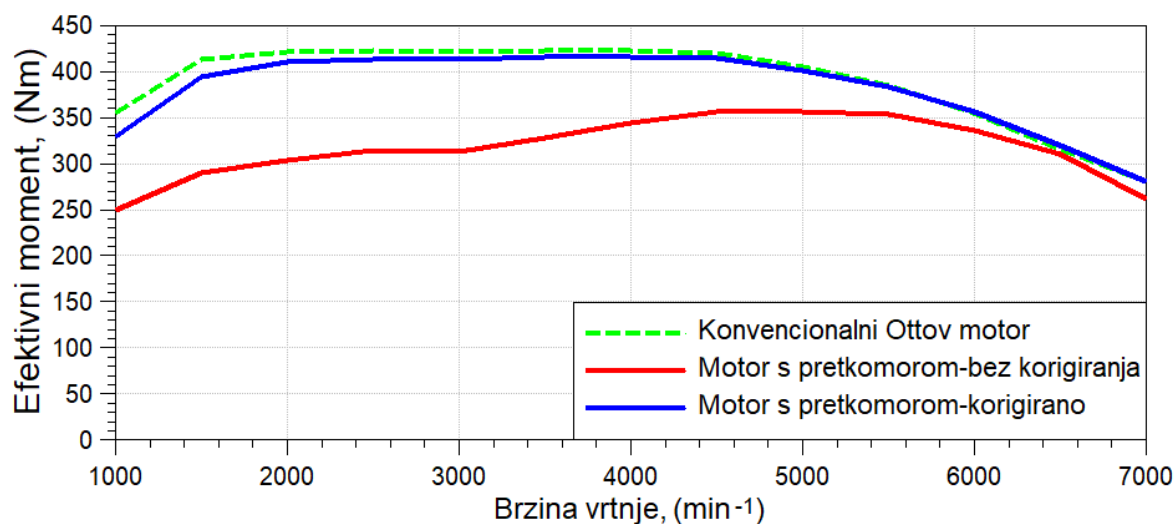
Slika 38. Usporedba emisija ugljikovog monoksida za različita opterećenja motora s pretkomorom bez korigiranja tlaka usisa

6.3. Ottov motor s pretkomorom s korekcijom tlaka usisa

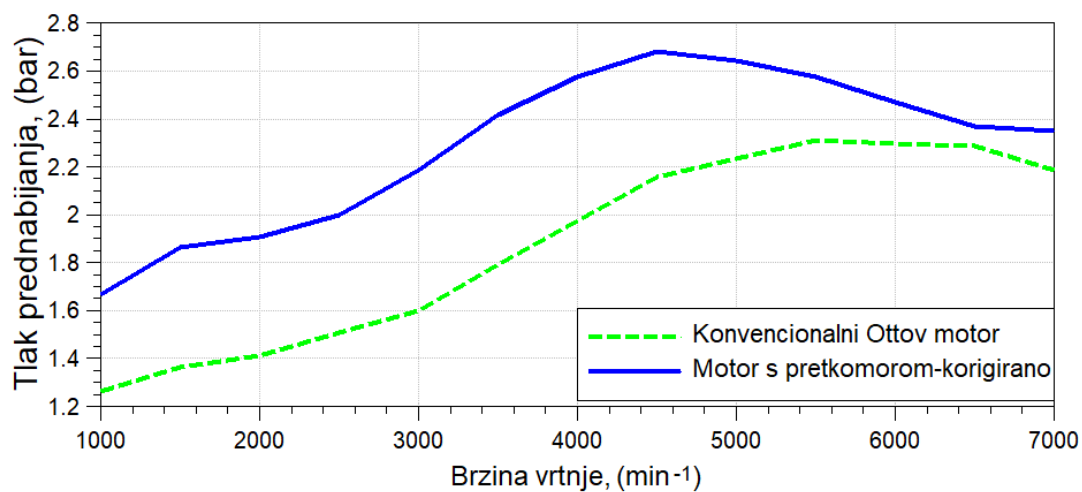
Budući da Ottov motor s pretkomorom radi sa siromašnom smjesom u glavnom prostoru izgaranja, isti rubni uvjeti kao i kod konvencionalnog Ottovog motora uzrokuju manju efektivnu snagu odnosno efektivni moment. Kako bi se ostvarila ista efektivna snaga motora s pretkomorom i konvencionalnog motora potrebno je korigirati rubne uvjete odnosno tlak usisa. Postizanjem jednakih efektivnih snaga obaju motora moguće je provesti relativne usporedbe pojedinih veličina što će biti pokazano u nastavku. Na Slikama 39. i 40. prikazana je usporedba efektivnih snaga i efektivnih momenata konvencionalnog Ottovog motora te motora s pretkomorom prije i poslije korigiranja tlaka prednabijanja. Na Slici 41. prikazana je korekcija tlaka prednabijanja za postizanje iste efektivne snage.



Slika 39. Usporedba efektivnih snaga prije i poslije korigiranja tlaka usisa

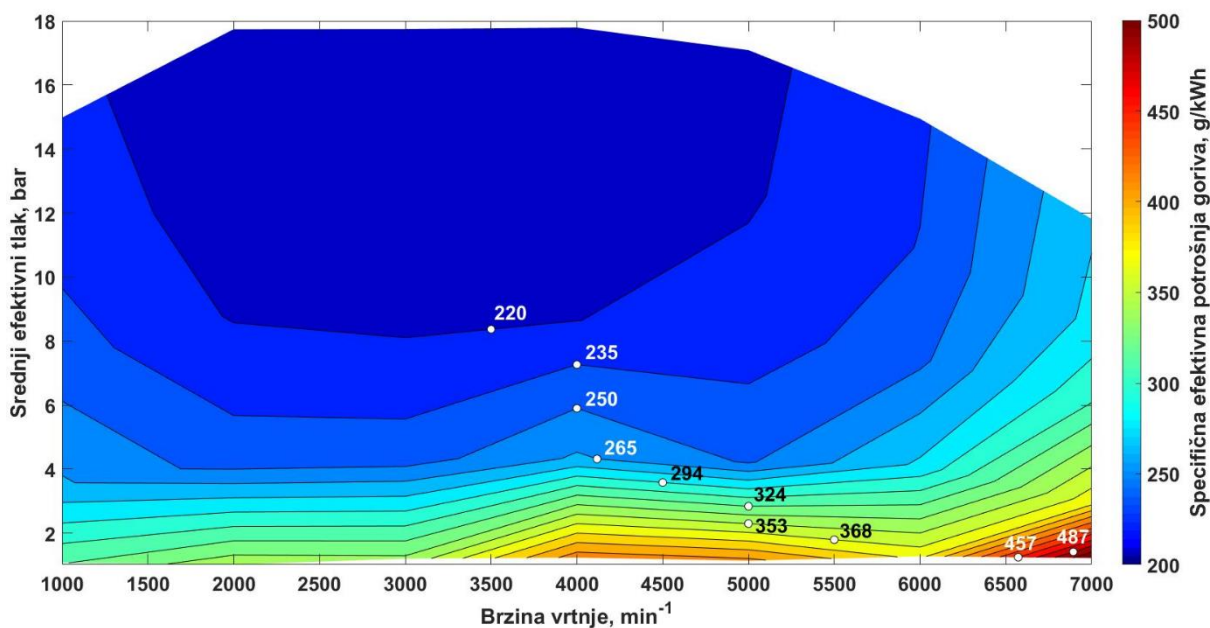


Slika 40. Usporedba efektivnih momenata prije i poslije korigiranja tlaka usisa

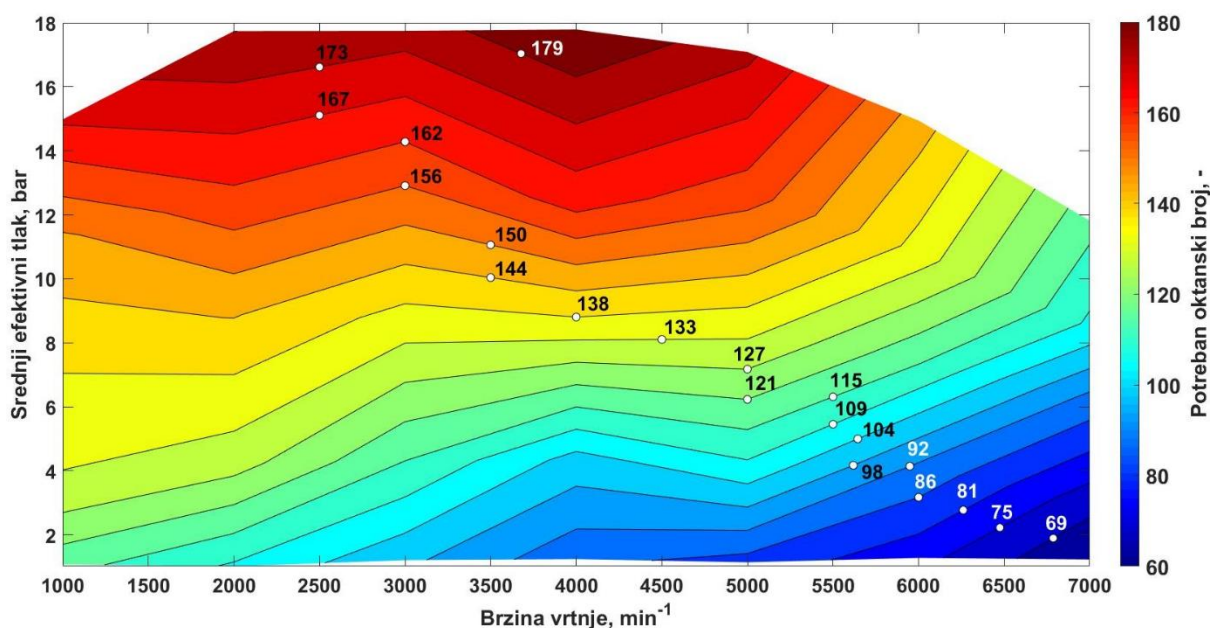


Slika 41. Usporedba tlaka prednabijanja konvencionalnog motora i motora s pretkomorom

Kako bi se mogle prikazati relativne usporedbe, npr. relativna usporedba specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor, potrebno je simulacijom dobiti rezultate za iste radne točke kao i kod konvencionalnog motora. Prema tome, radne točke djelomičnih opterećenja jednake su kao i kod konvencionalnog Ottovog motora, a te točke prikazane su na Slici 27. Na Slici 42. prikazan je topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom i korigiranim tlakom.

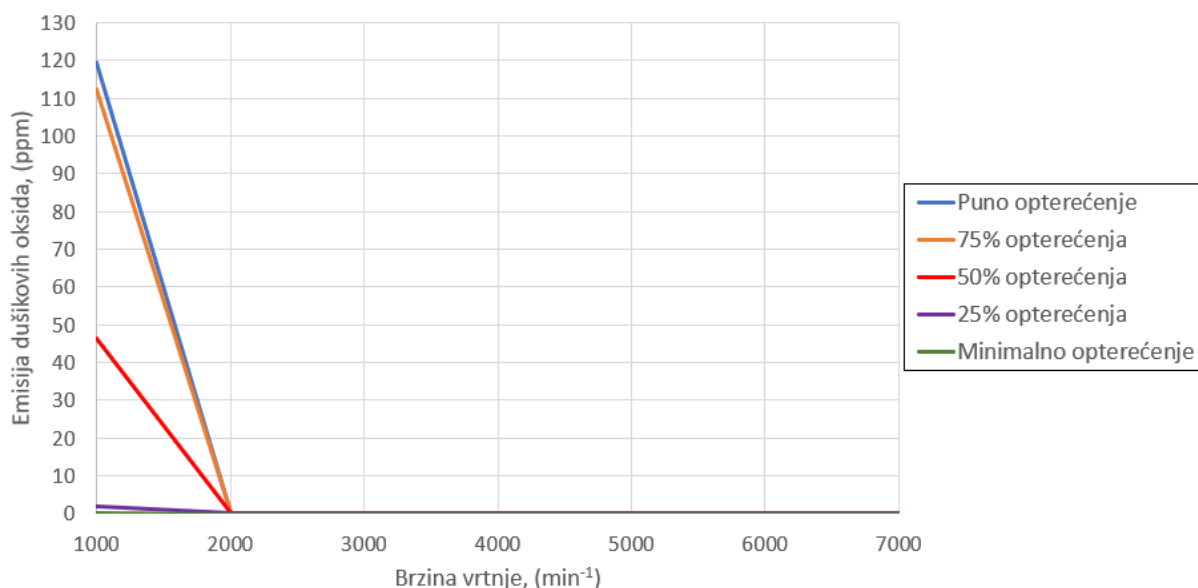


Slika 42. Topografski dijagram specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa



Slika 43. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa

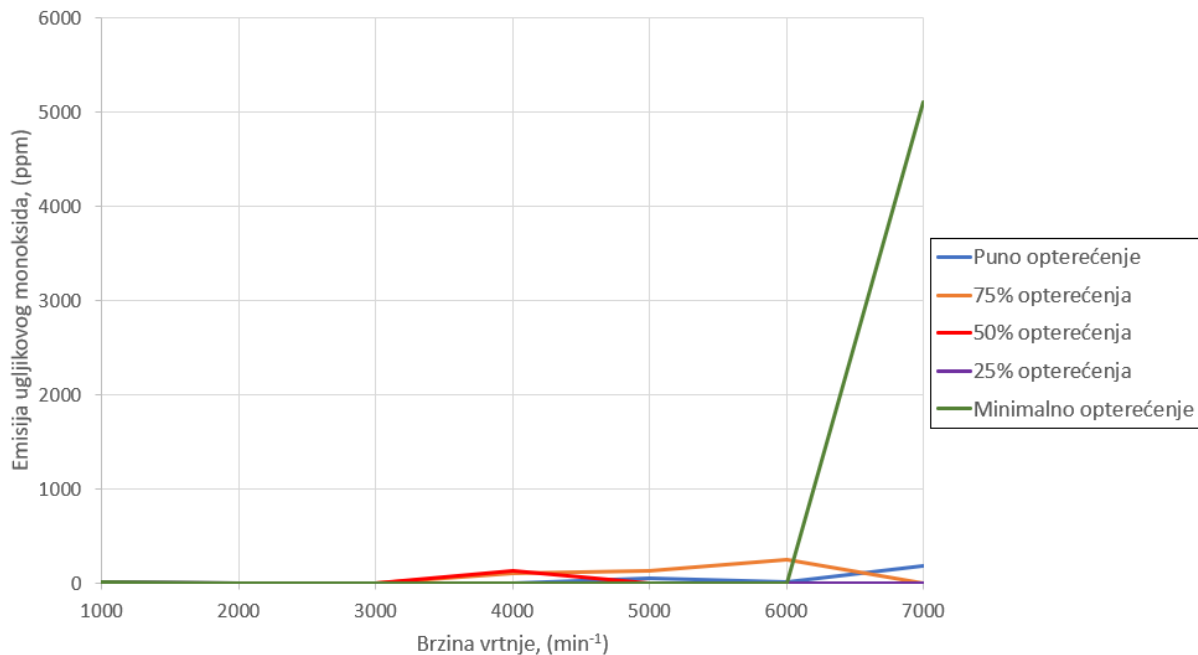
Na Slici 43. prikazan je topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva motora s pretkomorom kada se izvrši korekcija tlaka usisa u svrhu postizanja iste efektivne snage. Vidljivo je kako s povećanjem tlaka prednabijanja raste potreban oktanski broj goriva u odnosu na slučaj bez korekcije tlaka prednabijanja budući da veći tlak prednabijanja povećava temperaturu zraka u cilindru. Također, povećava se udio zaostalih produkata izgaranja u cilindru što rezultira povećanjem inicijalne vrijednosti temperature pri početku kompresije.



Slika 44. Usporedba emisija dušikovih oksida za različita opterećenja motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa

Na Slici 44. prikazana je usporedba emisija dušikovih oksida za različita opterećenja pri različitim brzinama vrtnje motora s pretkomorom i korigiranim tlakom prednabijanja. Na brzini vrtnje od 1000 min⁻¹ pri punom opterećenju emisija dušikovih oksida je veća nego za slučaj motora s pretkomorom i bez korekcije tlaka prednabijanja. To proizlazi kao posljedica većeg tlaka prednabijanja a time i većih tlakova i temperatura izgaranja. Kod djelomičnih opterećenja pri brzinama vrtnje do 2000 min⁻¹ emisije su također veće u odnosu na motor s pretkomorom bez korekcije tlaka usisa. Na brzinama vrtnje većim od 2000 min⁻¹ emisije dušikovih oksida jednake su nuli pri svim opterećenjima.

Na Slici 45. prikazana je usporedba emisija ugljikovog monoksida za različita opterećenja pri različitim brzinama vrtnje motora s pretkomorom i korigiranim tlakom prednabijanja. Vidljivo je kako najveće emisije nastaju pri većim brzinama vrtnje i pri minimalnom opterećenju motora.



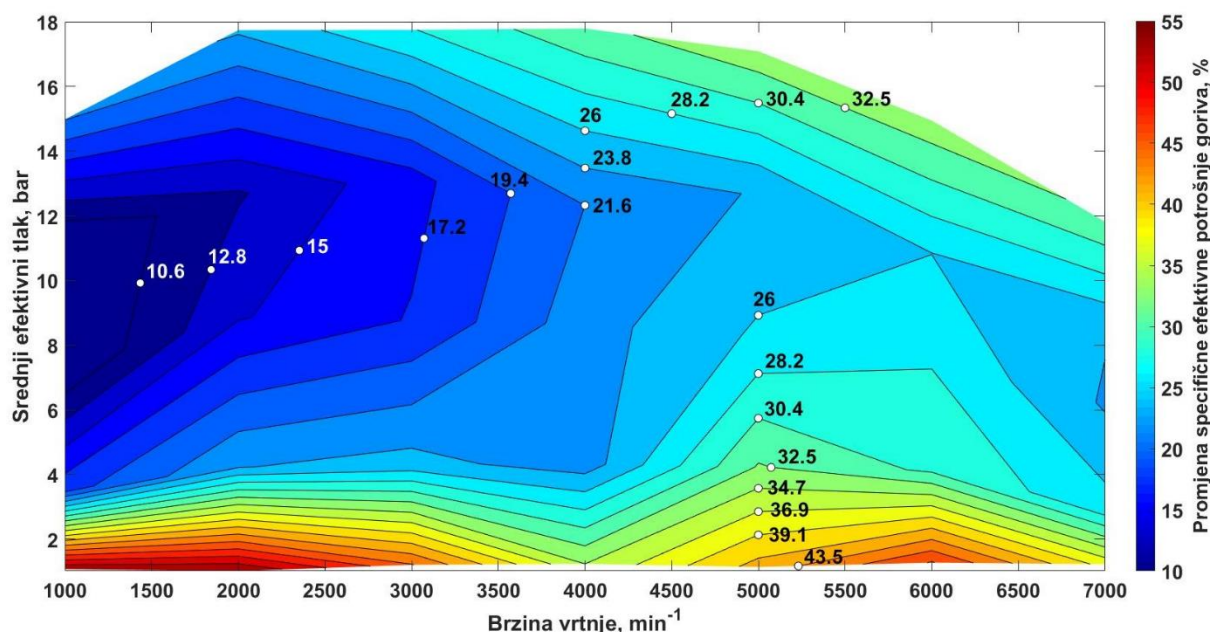
Slika 45. Usporedba emisija ugljikovog monoksida za različita opterećenja motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa

6.4. Usporedba motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor

Nakon provedenih simulacija i razmatranja rezultata za slučaj konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom uz korekciju tlaka prednabijanja, korisno je pokazati međusobnu usporedbu karakteristika tih dvaju motora. Kako oba motora ostvaruju jednaku efektivnu snagu odnosno efektivni moment, korisno je pokazati topografskim dijagramom relativnu usporedbu specifične efektivne potrošnje goriva te emisije dušikovih oksida i ugljikovog monoksida. Dijagram daje uvid u kojim područjima rada motora dolazi do smanjenja odnosno povećanja navedenih karakteristika. Na Slici 46. prikazan je topografski dijagram relativne usporedbe specifične efektivne potrošnje goriva motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor. Relativna usporedba specifične efektivne potrošnje goriva izračunata je prema sljedećem izrazu:

$$g_{e,\%} = \left[\frac{g_{e,\text{konvencionalni}} - g_{e,\text{pretkomora}}}{g_{e,\text{konvencionalni}}} \right] \cdot 100\%, \quad (18)$$

pri čemu je $g_{e,\text{konvencionalni}}$ specifična efektivna potrošnja goriva za cijelo radno područje konvencionalnog Ottovog motora, a $g_{e,\text{pretkomora}}$ specifična efektivna potrošnja goriva za cijelo radno područje motora s pretkomorom i korigiranim tlakom prednabijanja.



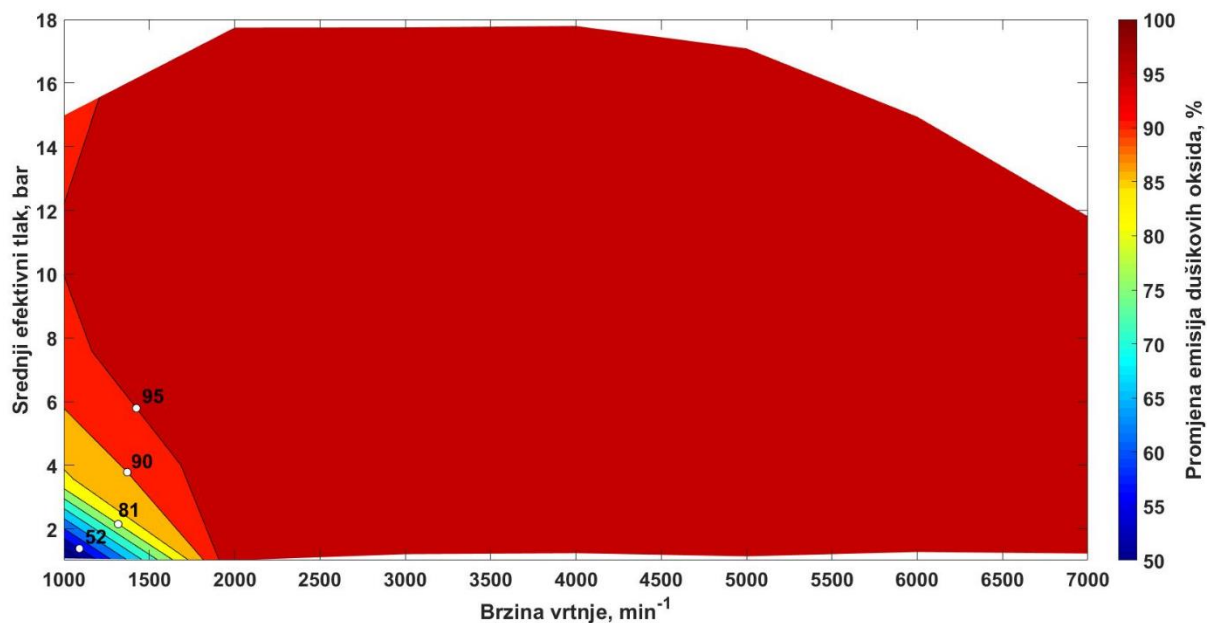
Slika 46. Topografski dijagram usporedbe specifične efektivne potrošnje goriva g_e

Prema dijagramu na Slici 46. vidljivo je kako se na cijelom radnom području motora s pretkomorom ostvaruje smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva. Pri punom opterećenju motora najveće smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva od približno 35% ostvaruje se pri brzinama vrtnje od 4500 min^{-1} do 6500 min^{-1} , dok se najmanje smanjenje postiže u području niskih brzina vrtnje. Najmanje smanjenje potrošnje goriva u cjelokupnom radnom području ostvaruje se u području niskih brzina vrtnje i na približno 50% punog opterećenja. S druge strane, najveće smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva postiže se pri niskom opterećenju i svim brzinama vrtnje motora.

Na Slici 47. prikazan je topografski dijagram usporedbe emisija dušikovih oksida NO_x motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor. Iz dijagrama je vidljivo kako je u gotovo cijelom radnom području smanjenje emisija dušikovih oksida potpuno, odnosno iznosi 100%. Pri brzinama vrtnje do 2000 min^{-1} i pri niskom opterećenju smanjenje emisija iznosi nešto manje, dok i dalje najmanje smanjenje emisija dušikovih oksida iznosi oko 50%. Relativna usporedba emisija dušikovih izračunata je prema sljedećem izrazu:

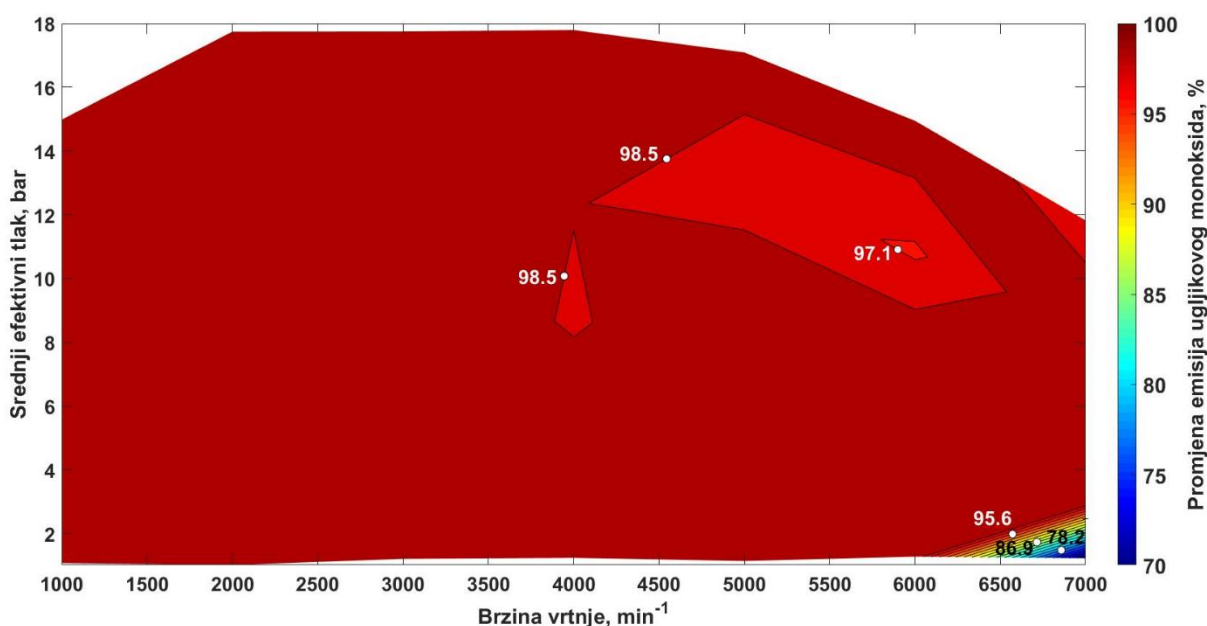
$$\text{NO}_{x,\%} = \left[\frac{\text{NO}_{x,\text{konvencionalni}} - \text{NO}_{x,\text{pretkomora}}}{\text{NO}_{x,\text{konvencionalni}}} \right] \cdot 100\%, \quad (19)$$

gdje su $NO_{x, \text{konvencionalni}}$ i $NO_{x, \text{pretkomora}}$ emisije dušikovih oksida za cijelo radno područje oba motora.



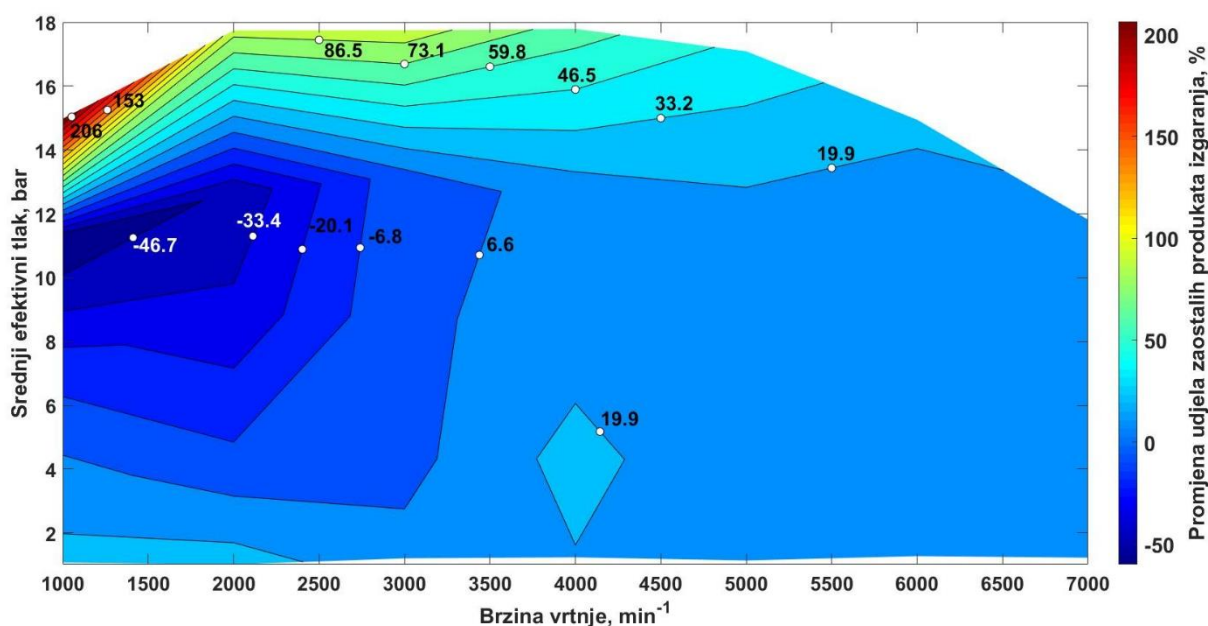
Slika 47. Topografski dijagram usporedbe emisija dušikovih oksida

Na Slici 48. prikazan je topografski dijagram usporedbe emisija ugljikovog monoksida motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor. Vidljivo je kako na gotovo cijelom radnom području motora smanjenje emisija ugljikovog monoksida iznosi oko 100%, dok pri niskom opterećenju i najvećim brzinama vrtnje motora to smanjenje iznosi oko 80%. Izračun relativne usporedbe analogan je kao i za slučaj emisije dušikovih oksida.



Slika 48. Topografski dijagram usporedbe emisija ugljikovog monoksida

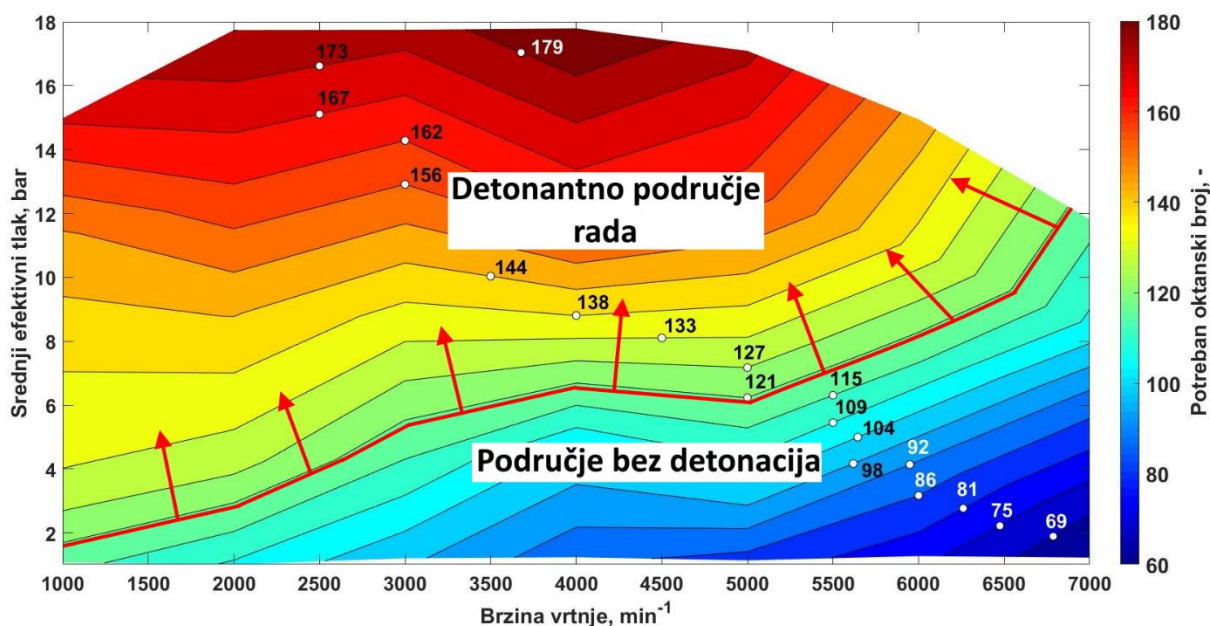
Kako je ranije objašnjeno, znatno povećanje potrebnog oktanskog broja goriva motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor proizlazi kao posljedica prevelikog udjela zaostalih produkata izgaranja u cilindru koji potom povećavaju inicijalnu temperaturu pri početku kompresije. Prema tome, korisno je topografskim dijagramom prikazati koliko iznosi povećanje udjela zaostalih produkata izgaranja u cijelom radnom području motora. Na Slici 49. prikazan je topografski dijagram usporedbe udjela zaostalih produkata izgaranja motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor.



Slika 49. Topografski dijagram usporedbe udjela zaostalih produkata izgaranja

Prema dijagramu na Slici 49. vidljivo je kako najveće povećanje udjela zaostalih produkata izgaranja nastaje pri punom opterećenju, a pri nižim brzinama vrtnje povećanje udjela zaostalih produkata izgaranja iznosi čak 206%. U području brzina vrtnje do 3000 min^{-1} i pri približno 70% opterećenja, dolazi do smanjenja udjela zaostalih produkata izgaranja kod motora s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor.

Korištenjem metana umjesto benzinskog goriva moguće je proširiti područje rada motora s pretkomorom bez pojave detonantnog izgaranja. Oktanski broj metana iznosi 120 za razliku od benzinskog goriva s oktanskim brojem 95 odnosno 98. Na Slici 50. prikazan je topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva motora s pretkomorom i korigiranim tlakom usisa. Na dijagramu je ucrtana linija koja predstavlja granicu radnog područja bez pojave detonacija.



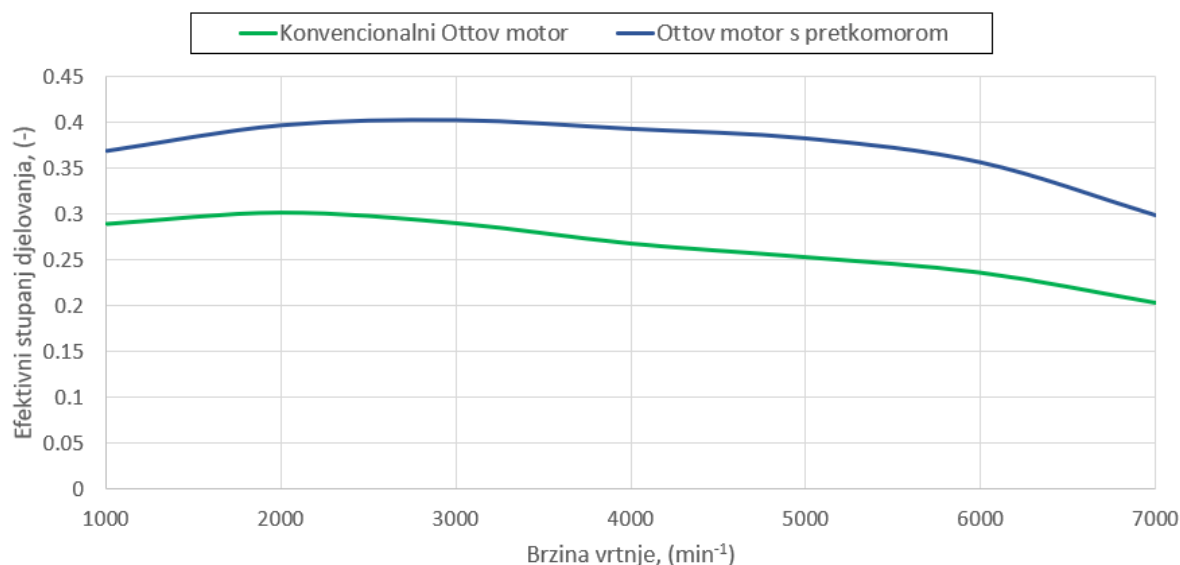
Slika 50. Topografski dijagram s ucrtanim radnim područjima korištenjem metana kao goriva

Efektivni stupanj djelovanja određuje se prema sljedećem izrazu:

$$\eta_e = \frac{3,6}{g_e \cdot H_d} \quad (20)$$

pri čemu je g_e specifična efektivna potrošnja goriva, a H_d je donja ogrjevna vrijednost goriva.

Kako je definirano na početku rada, jedna od glavnih prednosti Ottovih motora s pretkomorom je postizanje većeg efektivnog stupnja djelovanja odnosno manje potrošnje goriva. Na Slici 51. prikazana je usporedba efektivnog stupnja djelovanja konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom pri punom opterećenju.



Slika 51. Usporedba efektivnih stupnjeva djelovanja pri punom opterećenju

7. ZAKLJUČAK

U završnom radu prikazana je usporedba značajki rada konvencionalnog Ottovog motora i Ottovog motora s pretkomorom. Simulacije rada Ottovog motora s pretkomorom provedene su za slučaj istih rubnih uvjeta kao i kod konvencionalnog Ottovog motora te potom uz korekciju rubnih uvjeta (tlaka prednabijanja) kako bi se ostvarila ista efektivna snaga. Primjenom istih rubnih uvjeta, budući da Ottov motor s pretkomorom radi sa siromašnom smjesom u glavnom prostoru izgaranja, posljedica je smanjena specifična efektivna potrošnja goriva ali i efektivna snaga u odnosu na konvencionalni Ottov motor. Emisije dušikovih oksida i ugljikovog monoksida znatno su manje kod motora s pretkomorom zbog rada sa siromašnom smjesom. Kod motora s pretkomorom dolazi do porasta potrebnog oktanskog broja goriva zbog povećanja udjela zaostalih produkata izgaranja koji pritom povećavaju inicijalnu temperaturu na početku kompresije. Korekcijom tlaka prednabijanja Ottovog motora s pretkomorom ostvaruje se ista efektivna snaga kao i kod konvencionalnog Ottovog motora. Pri tome potreban oktanski broj goriva dodatno poraste budući da veći tlak prednabijanja povećava temperaturu zraka u cilindru. Usporedbom značajki rada oba motora iste efektivne snage vidljivo je kako se kod motora s pretkomorom postiže smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva za otprilike 35% pri punom opterećenju i većim brzinama vrtnje motora. Efektivni stupanj djelovanja pri punom opterećenju motora s pretkomorom iznosi otprilike 40%. Smanjenje emisija dušikovih oksida i ugljikovog monoksida iznosi oko 100% u gotovo cijelom radnom području motora.

Iako je model izgaranja s pretkomorom, tzv. *PCSI* model, kvazi-dimenzijski postoje određena pojednostavljenja modela. Pretpostavljena je potpuna osna simetrija pretkomore i glavnog prostora izgaranja što nije slučaj kod razmatranog motora jer svjećica u pretkomori nije smještena centralno. Model zahtjeva veći broj parametara koje je potrebno kontrolirati; bogatstvo sastava smjese u pretkomori mijenja se tijekom vremena stoga je potrebno odabrati povoljan trenutak ubrizgavanja, masu ubrizganog goriva i trenutak paljenja u kojem faktor pretička zraka smjese iznosi $\lambda \approx 0,9$. Vrijednost konstante početka izgaranja u cilindru C_{ign} iznad 0,9 uzrokuje izostanak izgaranja u glavnom prostoru izgaranja. Zbog različitih pod-modela turbulencije nije moguće postići isti tijek turbulentne kinetičke energije za vrijeme kompresije kao i kod drugih modela izgaranja. Rezultati emisija ugljikovodika HC nisu dostupni kod modela izgaranja s pretkomorom.

LITERATURA

- [1] Mahalec, Lulić, Kozarac: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Sveučilište u Zagrebu, 2013.
- [2] AVL BOOST™ - version 2013.2, Users Guide and Theory
- [3] Sjerić M., *Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem*, Predavanje, Primjena računalnih simulacija u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.
- [4] BMW Technical training, product information – *N55 Engine*
- [5] P. Attard W., Toulson E., Huisjen A., Chen X., Zhu G., Schock H., *Spark Ignition and Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition Combustion Visualization*, SAE Technical Paper 2012-01-0823, Published 04/16/2012
- [6] MAHLE Jet Ignition® (n.d.). Preuzeto s <http://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/> (08.02.2018.)
- [7] Buntić M., *Usporedba rada motora s niskotlačnim i visokotlačnim EGR sustavom*, Završni projekt preddiplomskog studija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2017.
- [8] Kaurić M., *Utjecaj oblika prostora izgaranja na performanse Ottovog motora*, Završni projekt preddiplomskog studija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2017.
- [9] Optical Internal Combustion Engine (n.d.) Preuzeto s <http://www.forbrf.lth.se/english/research/applications-in-combustion-devices/internal-combustion-engines/> (08.02.2018.)
- [10] Gasoline Injection Systems (n.d.) Preuzeto s <http://www.bosch-presse.de/pressportal/de/en/gasoline-injection-systems-42304.html> (30.01.2018.)

PRILOZI

- I. CD-R disc